

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI NAPOLI "FEDERICO II"



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica

DOTTORATO DI RICERCA
IN
INGEGNERIA DEI SISTEMI MECCANICI
(XIX CICLO)

TESI DI DOTTORATO

SOLUZIONI INNOVATIVE PER IMPIANTI BASATI
SULLA MICRO-TURBINA A GAS:
ANALISI ENERGETICA E AMBIENTALE

COORDINATORE DEL DOTTORATO:
Ch.mo Prof. Ing. RAFFAELE TUCCILLO

CANDIDATO
Ing. FABRIZIO REALE

TUTOR:
Ch.mo Prof. Ing. RAFFAELE TUCCILLO
Ch.mo Prof. Ing. FABIO BOZZA

***“Fatti non foste a viver come bruti,
ma per seguir virtute e canoscenza”***

*(Dante Alighieri, Divina Commedia,
Inferno, Canto XXVI, 119 – 120)*

*a Daniela e Luciano, superbi genitori, ai miei nonni,
in particolar modo a Elena che tanto mi ha supportato,
ai miei amici, Giuseppe, Gaetano e Angelo su tutti
e "last but not least" a Manuela.*

Una tesi di dottorato coincide con la conclusione di un ciclo, dopo oltre venti anni fra scuola e università si perde infatti lo status di studente. Ritengo sia doveroso inserire a monte di quello che altro non è che un sunto (per non dire una summa) degli studi e delle ricerche effettuate negli ultimi tre anni una pagina che sia un ringraziamento e un saluto a quanti mi hanno aiutato a crescere e formarmi fino al raggiungimento di questo ulteriore traguardo.

Non posso non ringraziare il prof. Raffaele Tuccillo per il tempo, la disponibilità e la pazienza concessami in questi anni, così come non posso non citare il prof. Fabio Bozza, sempre pronto a ricevermi per fugare ogni dubbio riguardante i codici di calcolo. Un sentito e particolare ringraziamento va ai miei due colleghi compagni di stanza, Renzo Piazzesi e Antonino Pontecorvo, nonché ad Alfredo Gimelli e Cristina Cameretti ed un particolare "grazie" va a due interpreti della vita di dipartimento, l'assistente bibliotecario Pasquale Novellino ed il responsabile dell'area informatica Rosario Moreschi, allegri compari di tante pause pranzo e sempre disponibili quando è stato, spesso, necessario il loro intervento.

Capitolo IV	178
Una scelta impiantistica:	Il ricircolo dei gas combusti
.....	178
IV.1 Introduzione	178
IV.2 La "mild combustion"	179
IV.3 Descrizione dell'impianto.....	181
IV.4 Analisi dei risultati.....	182
IV.5 Cenni su analisi CFD del combustore.....	185
IV.6 Analisi termodinamica parametrica	193
IV.7 Analisi di accoppiamento	207
Bibliografia capitolo IV.....	220
Conclusioni	221

Introduzione

La società richiede sempre maggiore disponibilità di energia destinata sia alle necessità primarie sia ai crescenti consumi ed è evidente che, anche alla luce della rapida industrializzazione di giganti mondiali quali Cina e India, le problematiche legate all'emissione di agenti inquinanti in atmosfera e la necessità di reperire sempre nuove e durature fonti energetiche saranno il principale argomento di dibattito politico, economico e sociale dei prossimi decenni. Anche le più rosee previsioni ipotizzano che nei prossimi anni vi sia un aumento esponenziale per quanto riguarda l'emissione di anidride carbonica, la cui presenza in atmosfera ha già raggiunto livelli mai registrati in precedenza, come evidente nel grafico in figura 1.

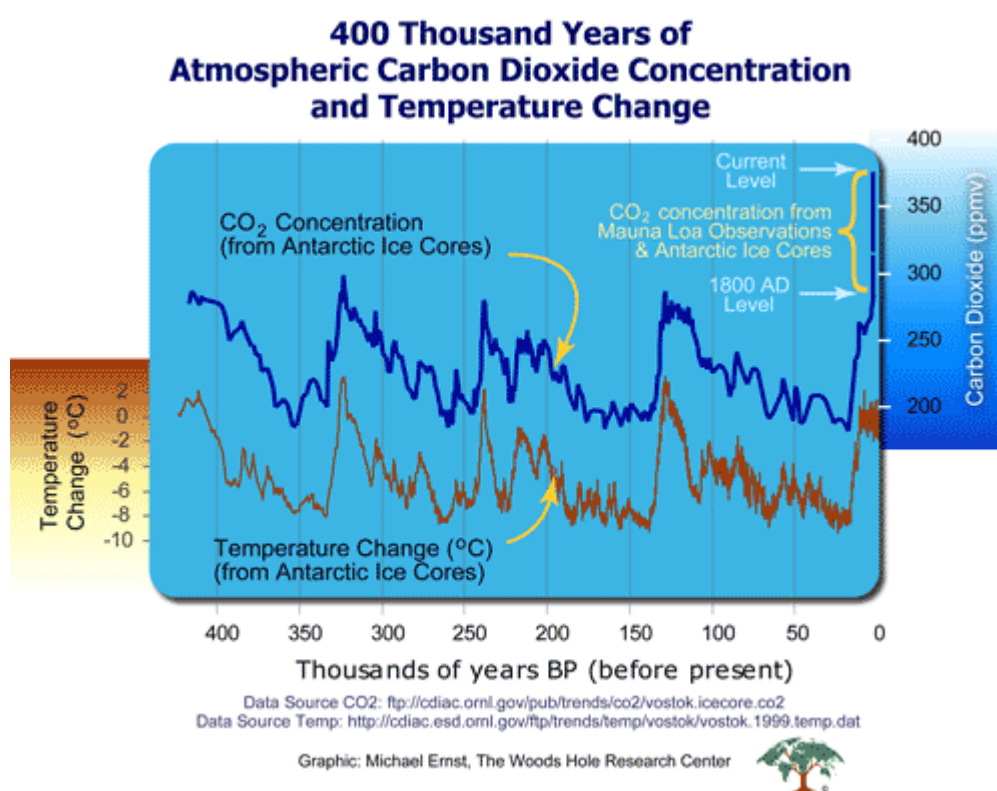


Figura 1: Variazione della concentrazione di CO₂ nei millenni

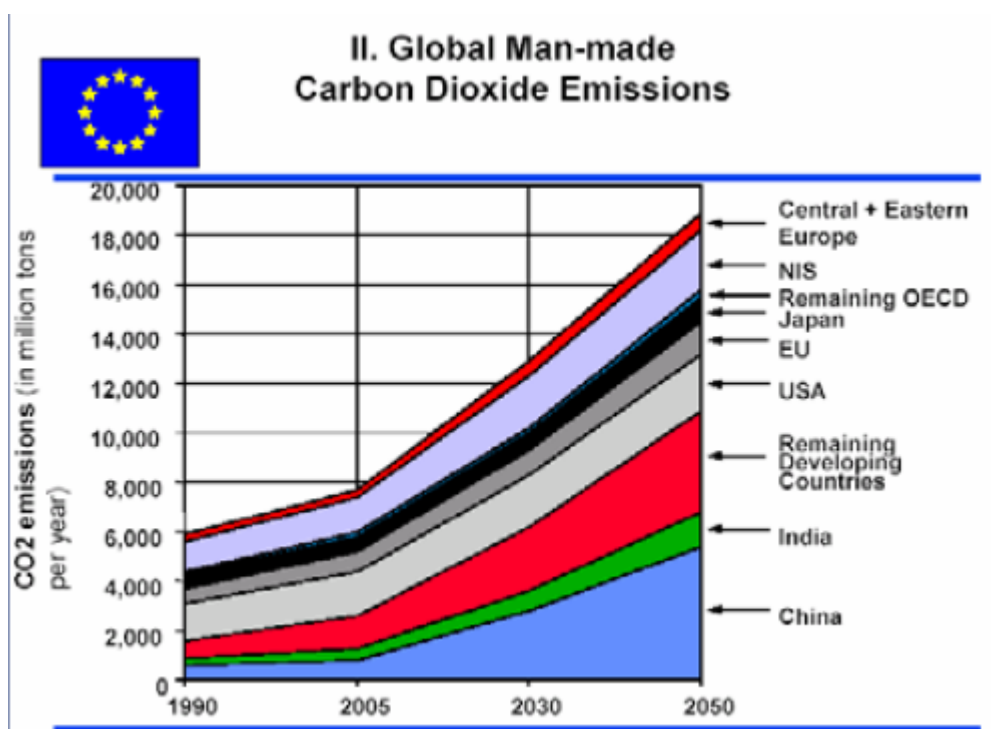


Figura 2: previsioni emissioni di CO2 per nazione

E' chiaro che nel lungo periodo si debba non tanto ipotizzare ma soprattutto sperare, per poter garantire un futuro sostenibile alle prossime generazioni, che le tecnologie, oggi ancora allo stato di prototipi, che possano comportare processi di conversione dell'energia sia a emissioni nulle che a basso impatto ambientale prendano piede fino a diventare le principali.

Centrali solari che riescano a garantire efficienza accettabile e costi bassi, laddove oggi la produzione mediante celle fotovoltaiche non può essere ritenuta né energeticamente né economicamente conveniente se adottata su grande scala, centrali eoliche e maremotrici, centrali nucleari basate non più sulla fissione ma sulla fusione, con conseguente abbattimento della produzione di scorie nucleari, nonché la necessità di adottare come nuovo vettore di energia l'idrogeno, una volta sviluppate le tecnologie per ottenerlo direttamente dall'acqua e non più, come avviene oggi, dai combustibili fossili, dovranno essere i sistemi di produzione di energia del futuro.

E' ovvio che le prospettive riguardanti l'evoluzione delle centrali elettriche nel breve e medio periodo sono del tutto differenti, in quanto lo scopo principale è quello di ottimizzare le tecnologie disponibili, ottenendo migliorie da un punto di vista delle prestazioni ma soprattutto accostando queste a nuove concezioni legate ai sistemi di produzione di energia. Ne consegue che in questi anni si è parlato sempre più di sistemi di sequestro della CO_2 , in maniera tale da ingabbiare l'anidride carbonica nel sottosuolo, all'interno di falde acquifere o nelle profondità marine. Con tale sistema, raffigurato in figura 2, sarebbe possibile produrre energia eliminando l'emissione in atmosfera della CO_2 . [1.63]

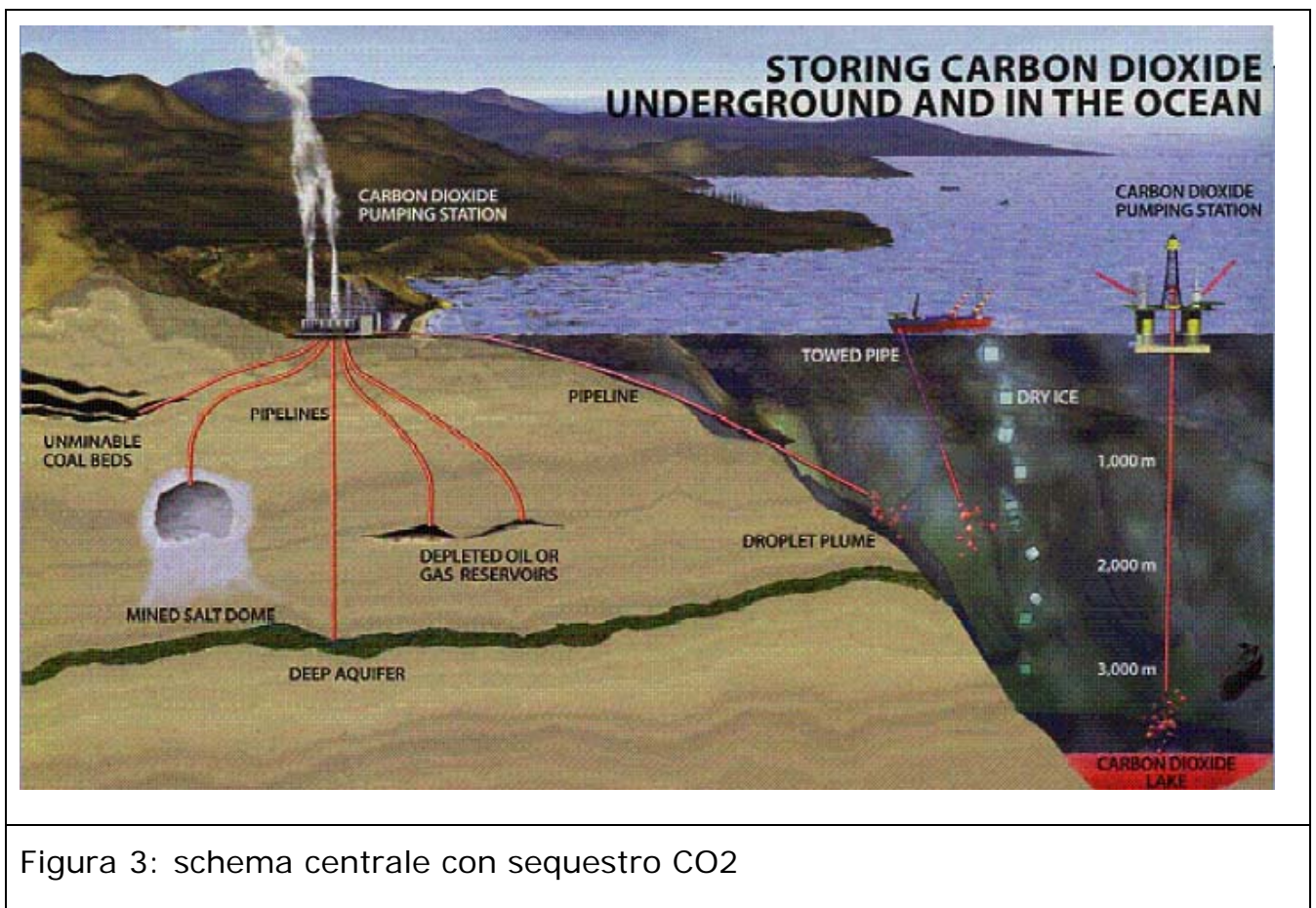


Figura 3: schema centrale con sequestro CO_2

In alternativa alla costruzione di nuove grandi centrali termoelettriche che producano energia molte nazioni hanno incentivato la nascita e lo sviluppo di piccoli poli di produzione di energia, in quanto si è visto che collocare tante piccole centrali di autoproduzione di energia nell'ottica di un sistema di produzione distribuita può risultare non solo energeticamente ma anche

economicamente conveniente rispetto alla classica visione della produzione concentrata in poche grandi centrali termoelettriche (figura I.3).

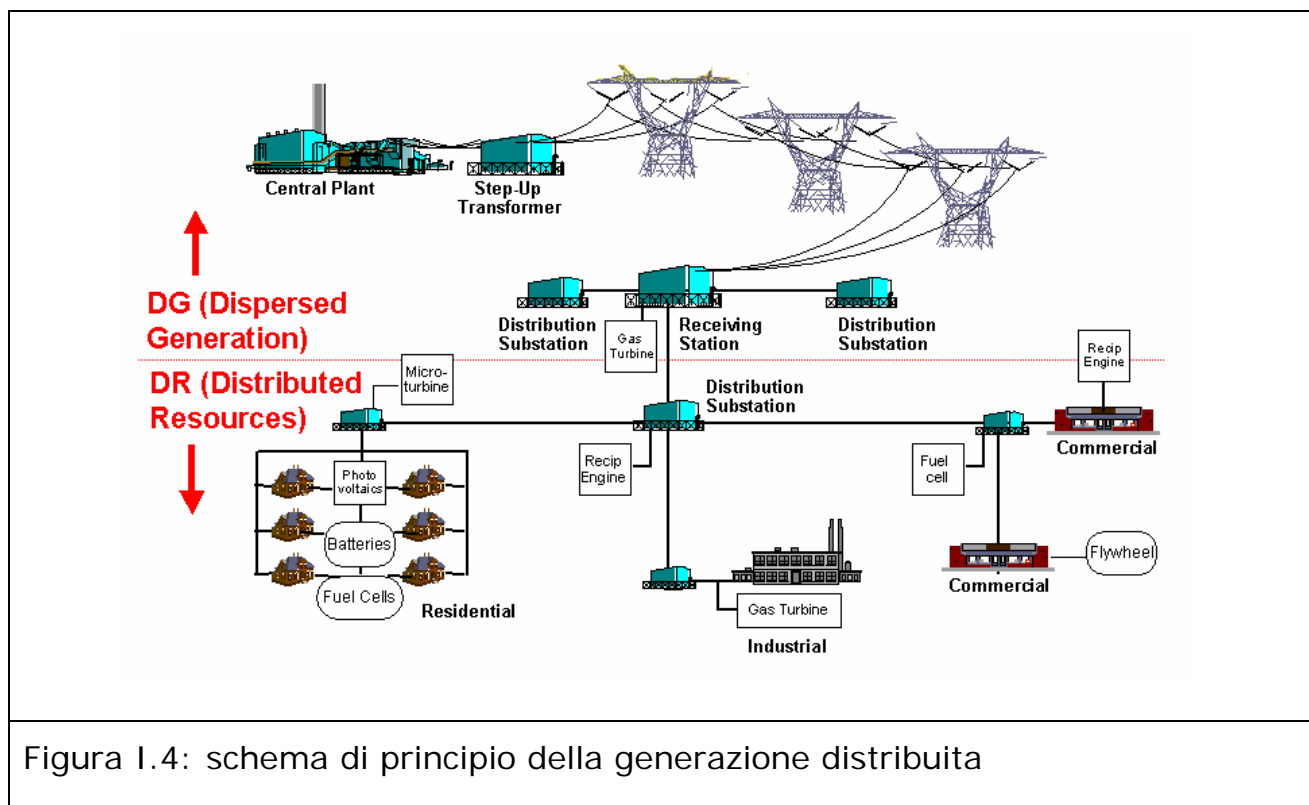


Figura I.4: schema di principio della generazione distribuita

Operando in tal modo, in effetti, si riducono le perdite causate dalla necessità di trasportare in alta tensione la corrente per poi ridurne la tensione per permetterne l'utilizzo civile o industriale in bassa o media tensione.

Del resto, laddove il ciclo di produzione lo permetta, è possibile, mediante sistemi di cogenerazione o trigenerazione [I.61-62], recuperare il quantitativo di calore disponibile allo scarico dell'impianto per utilizzarlo nel modo migliore, risparmiando sull'utilizzo di caldaie e contribuendo a ridurre in tal modo la produzione di inquinanti in maniera notevole.

Per quanto riguarda gli impianti di cogenerazione di taglia industriale, questi possono essere realizzati mediante uso di motori alternativi, turbine a vapore, turbine a gas, impianti combinati, celle a combustibile o sistemi ibridi che prevedano sia celle a combustibile che turbine a gas.

In questo campo le turbine a gas presentano alcuni vantaggi non trascurabili rispetto ai motori alternativi, anche se in genere il rendimento di questi ultimi è maggiore laddove invece il costo per kWh prodotto risulta minore. Difatti è possibile recuperare calore da un motore alternativo in parte dai gas di

scarico, a temperatura elevata, in parte dal circuito di raffreddamento, a temperatura di molto inferiore, mentre da una turbina a gas è possibile recuperare calore interamente dai gas combusti allo scarico a temperatura elevata; in più una turbina a gas è in genere maggiormente versatile qualora si vogliano utilizzare combustibili alternativi al gas naturale o ai normali combustibili derivati dal petrolio. [I.1-60]

In quest'ottica diverse aziende produttrici di turbine a gas hanno presentato in questi anni impianti di cogenerazione che utilizzano turbine a gas di piccola taglia, con soluzioni tali da poter ridurre le dimensioni di ingombro e contemporaneamente incrementare il rendimento dell'impianto in modo tale da renderlo quantomeno comparabile con quello dei motori alternativi di pari taglia. Se ne deduce che particolare attenzione già in fase di progetto va data alla flessibilità d'impiego che deve avere l'impianto, dotando questo, quando sia possibile, degli accorgimenti necessari per rispondere alle richieste dell'utente finale. Un impianto siffatto deve poter funzionare a carico parziale e deve, laddove sia possibile, far fronte anche a una variazione della richiesta termica. Un'analisi del comportamento dell'impianto nel fuori progetto, sia stazionaria che non, può contribuire a comprendere quali siano le potenzialità di un impianto e soprattutto quali siano le condizioni operative ottimali [II.1-33,III.1-66].

La presente tesi di dottorato è stata quindi indirizzata, dopo una doverosa panoramica sullo stato dell'arte delle micro turbine a gas, a un'analisi completa del comportamento nel fuori progetto.

Per valutare quali siano le reali opportunità di impiego dell'impianto e se questo possa essere competitivo nel campo della mini-cogenerazione, sono state adottate diverse soluzioni impiantistiche, utilizzati diversi combustibili, sia gas naturale che derivati da rifiuti solidi urbani o biomasse, e sono stati studiati diversi casi arrecanti situazioni di stress per l'impianto.

Per far ciò, l'analisi è stata condotta secondo tre stadi diversi, fra loro legati: in primis è stata effettuata un'analisi puramente termodinamica, ottenendo diversi risultati al variare dei singoli gradi di libertà dell'impianto (portata di combustibile, velocità di rotazione, grado di by pass del rigeneratore);

l'analisi stazionaria del fuori progetto è stata poi resa maggiormente attendibile mediante l'analisi di accoppiamento termo-fluidodinamico o analisi di "matching". Tale analisi, "zero-dimensionale" (0-D), consiste nel valutare se vi sia possibilità di accoppiamento fra compressore e turbina, rappresentati ciascuno da mappe caratteristiche, e solo in tal caso verificare se vi siano le condizioni termodinamiche tali da garantire un corretto funzionamento dell'impianto. In tal modo viene costruito il dominio di funzionamento, ovvero il luogo dei possibili punti operativi dell'impianto. Tale dominio è anche la base di partenza per successivi calcoli, quali l'analisi non stazionaria del transitorio di funzionamento, per valutare cosa realmente accada nel passare da una condizione operativa a un'altra, e una più approfondita analisi CFD.

Per esaminare il comportamento non stazionario è stato utilizzato un modello dinamico 0-D con approccio del tipo "*filling and emptying*": ogni componente dell'impianto è visto come un volume all'interno del quale sono integrate le equazioni di bilancio massa ed energia, laddove compressore e turbina sono rappresentati ancora una volta dalle mappe caratteristiche. I fattori che influenzano il transitorio sono due: l'equilibrio meccanico fra macchina e utilizzatore e la presenza dei volumi che introduce ritardo di risposta e inerzia termica, in particolar modo nel caso dello scambiatore di calore rigenerativo. Nella presentazione vengono riportati esempi riguardanti operazioni di passaggio da pieno carico a parziale e viceversa in punti aventi velocità iniziale e finale uguali, ne consegue la necessità della presenza di un sistema di controllo tale da garantire il ritorno alla velocità iniziale minimizzando le situazioni di stress per l'impianto [III.1-2]. Inoltre sono stati sperimentati alcuni sistemi di controllo in grado di ridurre picchi di temperatura o di emissioni o allontanare il sistema dalle condizioni di stallo del compressore [III.3].

Operando in tal modo è stata effettuata un'ampia panoramica del comportamento nel fuori progetto dell'impianto, il che ha portato ad individuare in quali condizioni non sia possibile limitare le emissioni inquinanti. In particolar modo, qualora la macchina debba operare a carico

parziale, sia l'analisi stazionaria che quella non stazionaria hanno evidenziato il raggiungimento di picchi di emissioni non accettabili.

Per questo motivo è sorta la necessità di operare una scelta impiantistica tale da poter ridurre la concentrazione di ossidi di azoto prodotti: è stato quindi introdotto un sistema di ricircolo dei gas combusti (EGR) [IV.1-2]. Tale ricircolo avviene a valle dello scambiatore di calore rigenerativo e consiste nel rimescolare i gas combusti con l'aria proveniente dall'esterno, facendo attenzione a raffreddare in maniera opportuna la miscela di gas prima dell'ingresso nel compressore [IV.1-48]. Agendo contemporaneamente sulla valvola di by-pass del rigeneratore e quella riguardante la portata di gas combusti che viene re-immessa in sistema è possibile ridurre le emissioni di NO_x in atmosfera, ottimizzando il sistema badando di non ridurre eccessivamente rendimento e prestazioni globali. Per tale impianto sono state effettuate un'analisi preliminare parametrica, sfruttando le sole equazioni termodinamiche e l'analisi di accoppiamento, che hanno evidenziato i risultati in termini di emissioni ridotte che tale sistema, anche in un impianto di piccole dimensioni come questo, può apportare.

Tali studi hanno permesso di evidenziare che, operando in tal modo, è davvero possibile ridurre le emissioni di NO_x in atmosfera, di contro, però, il funzionamento in condizioni di frazioni di gas ricircolato elevate causa un decadimento delle prestazioni energetiche dell'impianto.

Ne consegue, quindi, la necessità di analizzare i risultati ottenuti per individuare, soprattutto a carico parziale, quali siano le condizioni ottimali d'impiego ovvero quali siano i punti operativi che garantiscano il migliore compromesso tra la riduzione degli NO_x e il mantenimento delle prestazioni a livelli prossimi a quelle ottenibili in caso di assenza di ricircolo.

Capitolo 1

Stato dell'arte delle micro-turbine a gas

Introduzione

Prima di entrare nel vivo della trattazione conviene effettuare una breve ma esaustiva panoramica sullo stato dell'arte delle micro turbine a gas.

Si ritiene infatti, alla luce di quanto detto in precedenza, che le innovazioni tecnologiche e le scelte impiantistiche fatte dai vari produttori possano colmare il divario in termini di prestazioni che si è sempre avuto fra motori alternativi e turbine a gas nel campo di potenza che va dai 30 ai 200 kW e che quindi, in base anche alla maggiore potenza termica recuperabile ed alla maggiore qualità in termini di temperatura e di conseguenza di entalpia, di questa, in molti casi l'utilizzo di sistemi di cogenerazione che montino turbine a gas possa essere conveniente non solo energeticamente ma anche economicamente. Del resto il fatto stesso che esistano diversi competitor internazionali sul mercato delle mini e micro turbine a gas è indice che tale argomento sia di attualità e che esistano effettivamente diverse richieste e motivazioni tali da spingere le aziende ad investire in innovazione in questo campo.

I.2 Le micro turbine a gas

Sono diverse le scelte impiantistiche attuabili per avere un impianto di piccola taglia che utilizzi una turbina a gas. E' chiaro che l'interesse verrà focalizzato soprattutto sulle macchine che abbiano una taglia tale da essere utilizzate in ambito industriale, mentre le micro-turbine a gas di taglia inferiore al kW verranno trattate di seguito a puro scopo informativo.

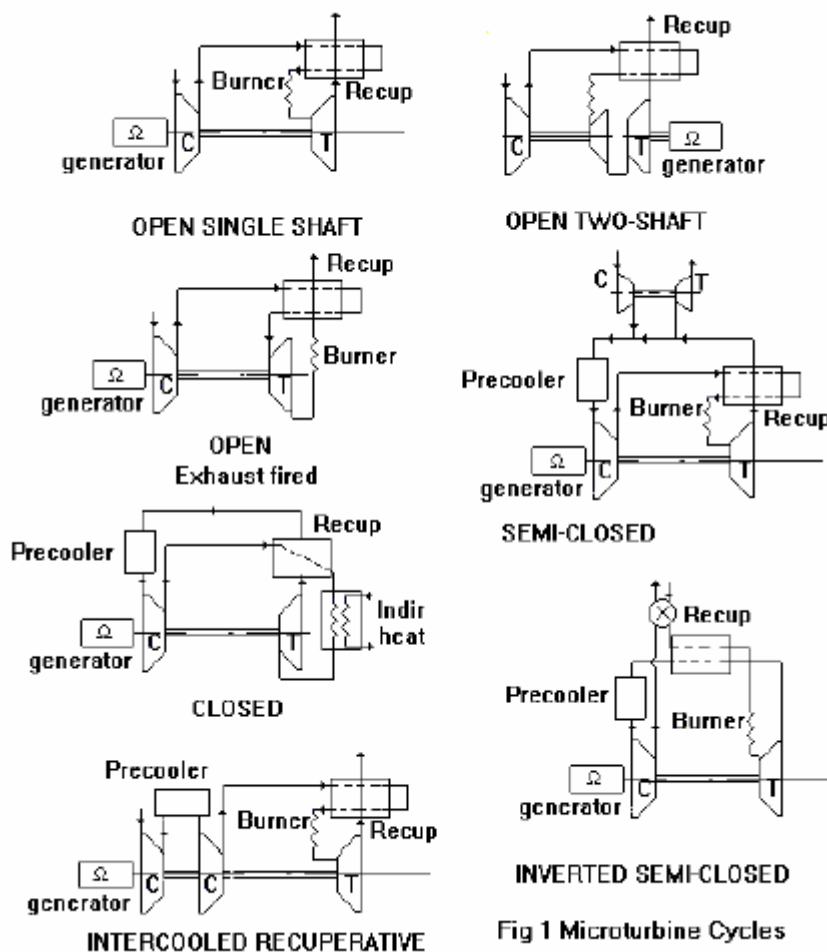


Fig 1 Microturbine Cycles

Figura I.1: tipologie di layout di impianto [I.1]

Da figura I.1 appare evidente che siano numerose le scelte impiantistiche attuabili [I.1], dal ciclo semplice a quelli che prevedano interrefrigerazione, passando per cicli chiusi o semi-chiusi. E' evidente che quasi sempre sia inevitabile l'adozione di uno scambiatore di calore rigenerativo in quanto, come si vedrà a breve, tale presenza comporta notevoli miglioramenti per quanto riguarda il ciclo termodinamico.

La letteratura, del resto, è piena di informazioni riguardanti le MTG non soltanto per quel che riguarda il ciclo termodinamico e le prestazioni ma anche per quanto riguarda i materiali di cui è composto l'impianto.

In questi ultimi anni è aumentato sicuramente l'interesse verso tali macchine in quanto le innovazioni in termini di materiali e ciclo termodinamico hanno permesso alle MTG di raggiungere almeno nel punto nominale prestazioni fino a poco tempo fa inimmaginabili. Del resto l'idea di utilizzare turbine di piccola taglia non è nuova, basti pensare che sin dal secondo dopoguerra alcune case produttrici, con in testa le case americane Ford e Chrysler e l'italiana FIAT, sperimentarono veicoli che montassero al posto del classico motore a scoppio delle particolari turbine a gas.

In particolare l'azienda torinese nel 1954 presentò un prototipo da 200 cv a circa 22000 giri/min.

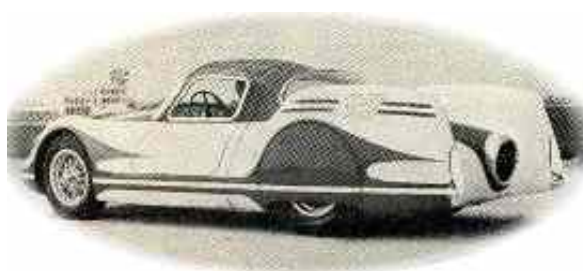


Figura I.2a: prototipo di automobile FIAT con turbina a gas, 1954

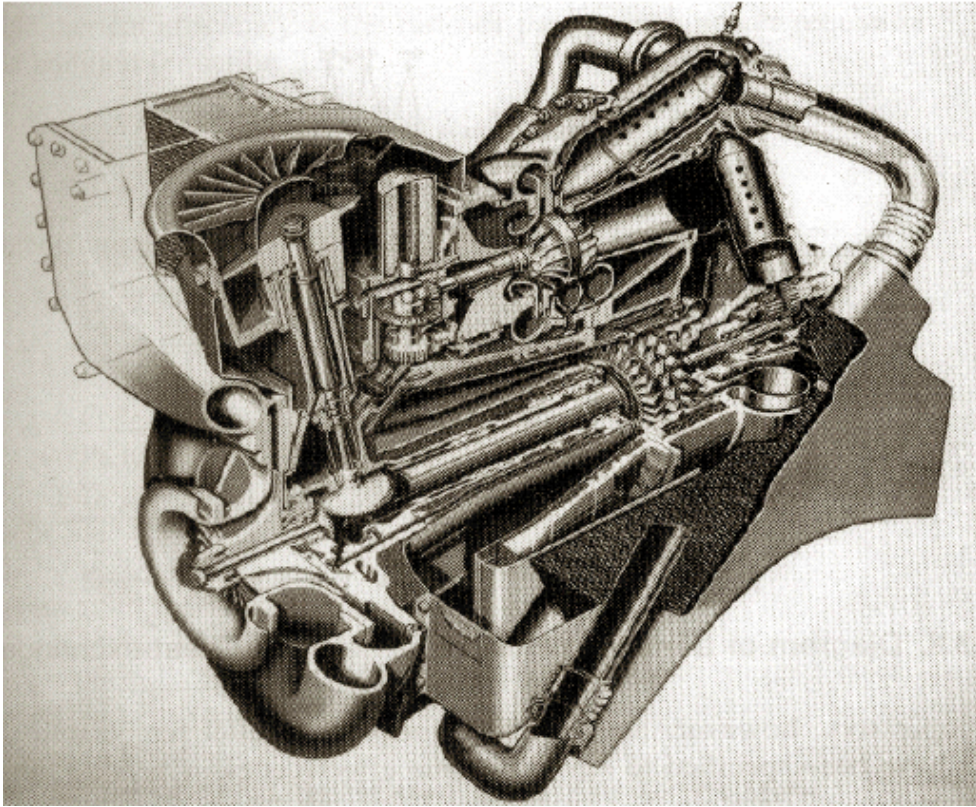


Figura I.2b: prototipo FORD modello 705 per autotrazione [I.2]

Di questi prototipi, realizzati fino agli anni '70, nessuno fu promosso alla produzione in serie in quanto risultava fortemente limitante la non facilità da parte dell'impianto motore a reagire alle diverse richieste di carico parziale e la fragilità di alcuni componenti che non garantivano vita duratura.

Solo negli ultimi quindici anni, grazie alle novità in fatto di tecnologie e materiali e spinti dalla necessità di intraprendere la via della produzione distribuita di energia elettrica, dando maggior peso ai sistemi di cogenerazione e trigenerazione, l'industria è tornata ad avvicinarsi alle turbine a gas di piccola taglia.

Capofila sono state la californiana Capstone e l'europea Turbec, seguite da diverse altre aziende. In tabella I.1 sono state riportate le caratteristiche nominali di alcune micro a turbine a gas di taglia industriale.

Costruttore		Capstone	IR	Honeywell	Bowman	Turbec	Elliott	Ansaldo
Modello		MD330	Powerworks	Parallon 75	TG80	T100	TA-45R	Micro Cog.
Potenza Nominale (kW)		30	70	75	80	100	45	100
Configurazione		Mono-albero	Bi-albero	Mono-albero	Mono-albero	Mono-albero	Mono-albero	Mono-albero
Cuscinetti		Aria	Olio	Aria	Olio	Olio	Olio	-
Rendimento Globale (%)	Con Rigen.	27	33	27	26	30	-	34
	Senza Rigen.	14	-	-	14	-	-	17
Velocità di Rotazione		96000	60000	75000	68000	70000	116000	64000
NOx Emission (ppm, O2 15%)		<9	<9	<50	<25	<15	-	<40
Livello di Rumore (DBA)		65 10m	-	65 10m	77 1m	70 10m	-	75 10m
Temp. dei gas esausti (°C)	Con Rigen.	260	200	250	260	55	288	257
	Senza Rigen.	518	-	-	650	-	704	674

Tabella I.1: caratteristiche di impianto di alcune micro turbine a gas in commercio

La Capstone offre un modello da 30 kW con un'efficienza elettrica dichiarata del 27%, in versione per bassa e alta pressione del gas d'alimentazione, quest'azienda realizza oltre al modello di 30 kW descritto in tabella anche uno da 60 kW, mostrato in figura I.3 [I.2-3]. L'unità da 60 kW ha una lenta penetrazione nel mercato e le sue informazioni per quanto riguarda i dati di progetto e di funzionamento sono limitate. In ogni modo le due unità sono molto simili per quanto riguarda il "layout". La microturbina è caratterizzata da un compressore e turbina a flusso radiale, con un generatore ad elevata velocità montato su di un singolo albero. L'albero è sostenuto da cuscinetti ad aria. Ciò è visto come uno dei principali vantaggi di questa macchina rispetto alle altre case costruttrici che presentano cuscinetti lubrificati ad olio (tale opzione si trova anche per la MTG della Honeywell). L'adozione di tali cuscinetti risulta essere molto vantaggiosa qualora si utilizzi la MTG per applicazioni in sistemi ibridi, in quanto si evita di sporcare di olio l'aria in uscita dal compressore, andando così a contaminare lo "stack" di celle a combustibile. Per quanto riguarda la configurazione del rigeneratore è del tipo "wrap-around" pertanto Capstone predilige la compattezza della macchina. La casa costruttrice Elliott realizza due MTG, di taglie rispettivamente 35kW e 45

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas kW elettrici. Il "layout" della turbina è molto simile a quello della Capstone, le unità sono disponibili con e senza rigeneratore.

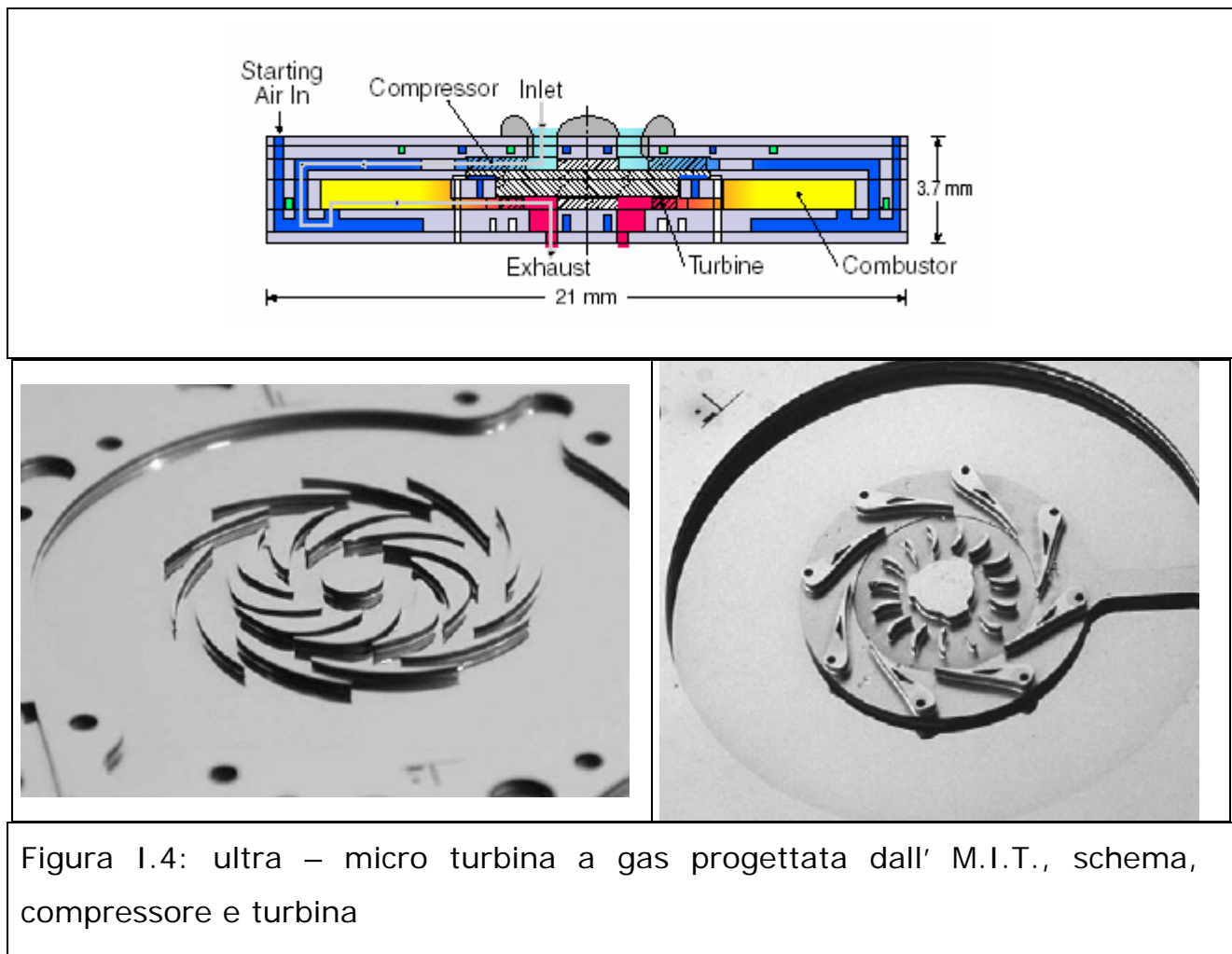


Figura I.3: Package della MTG della Capstone da 60 kW (a destra) con compressore esterno di gas naturale(a sinistra) [I.2]

Per quanto riguarda invece la MTG della Ingersoll Rand Power Work, è una macchina della taglia di 70 kW elettrici e presenta la particolarità di una configurazione bi-albero, con compressore e turbina montate su di un albero ed una turbina di potenza che guida il riduttore meccanico collegato ad un alternatore sul secondo albero. Infine si può osservare che, per quanto riguarda la MTG costruita dalla Bowman, tale turbomacchina è caratterizzata dalla presenza di una valvola di "by-pass" del rigeneratore. Tale opzione permette di avere una maggiore flessibilità in termini di potenza termica utile per scopi cogenerativi.

I.3 Le ultra micro turbine a gas

In genere per micro turbine a gas si intendono gli impianti capaci di erogare una potenza all'albero inferiore ai 200 kW ma superiore ai 20-30 kW. In realtà in alcuni ambiti vengono considerate micro-turbine a gas quegli impianti particolarissimi capaci di generare potenza elettrica dell'ordine del Watt o dell'ordine delle poche centinaia di Watt. Tali macchine, in gran parte sviluppate al momento solo in fase di progetto, sono definite ultra-micro turbine a gas per differenziarle da quelle appena viste in tabella ed oggetto del presente lavoro di tesi di dottorato. Si ritiene comunque interessante effettuare una rapida panoramica su tali innovative micro macchine e sull'impiego che è possibile fare di queste [I.4-15].



In figura I.4 è presentata la ultra micro turbina a gas progettata dal M.I.T., realizzata interamente in materiale basato sul silicone, secondo un sistema a strati in cui ciascun strato sovrapposto costituisce un micro componente dell'impianto, come visibile dalle immagini riportate. Il prototipo ha dimensioni ridottissime e l'albero ha una velocità nominale dell'ordine del milione di giri al minuto.

Non ci si discosta molto dalla realtà se si immagina che tale macchina sia un chip che produce energia elettrica. In effetti si tratta di una tecnologia sviluppata quasi interamente in silicone o composti di silice e può essere vista come una serie di wafer sovrapposti, laddove compressore e turbina hanno uno sviluppo completamente bidimensionale. Per far funzionare questo micro impianto servono 16 g/hr di combustibile per ottenere una potenza intorno ai 4-10 W. Le temperature in gioco sono molto elevate, di molto superiori a quelle accettabili dalle "normali" micro turbine a gas di taglia industriale: infatti la temperatura di ingresso in turbina è di circa 1600 K. Il M.I.T. lavora a questo progetto da anni ed oramai, rispetto al progetto originario completamente in Si, in studi recenti [I.8,I.11,I.15] l'interesse è andato catalizzandosi verso una macchina costituita in parte da Si e in parte da SiC, il che pare renderne più lunga la vita più durevole. Esistono ultra micro turbine a gas meno esasperate per quanto riguarda la velocità di rotazione ed aventi una struttura simile a quelle di taglia più consona, come diverse macchine di taglia variabile fra i 40 e i 100 W i progettati in Giappone (fig. I.4). Trattandosi di materiali quasi-convenzionali e del classico schema impiantistico, i parametri termodinamici caratterizzanti la macchina tornano ad avere valori quasi canonici: la temperatura d'ingresso in turbina nel caso dell' impianto da 100 W è di circa 1300 K, il rapporto di compressione è vicino a 3, la portata d'aria è di circa 2 g/s mentre la velocità di rotazione si aggira intorno ai 600000 giri/min.

Quel che è davvero interessante riportare, consiste nell' utilizzo che, a detta degli scienziati, si può fare di queste micro macchine. Queste umgt han senso laddove vi siano apparecchi che consumino un gran numero di batterie

_____ Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas di piccola potenza, in condizioni di utilizzo tali da non permetterne la sostituzione immediata o la ricarica. L' utilizzo per fini militari è quello più evidente, anche se i risvolti nel mondo civile possono essere notevoli.

Le applicazioni di tali impianti sono molteplici, divise fra usi civili e militari. Infatti sono state evolute tali macchine per due scopi principali, ovvero la generazione di energia per ricaricare batterie in condizioni estreme, quali missioni militari in zone desertiche oppure come fornitori di energia per piccoli sistemi robotizzati quali piccoli aerei spia delle dimensioni di un insetto o un piccolo uccello. In ultimo non si esclude l'utilizzo per alimentare piccoli robot che possano avere utilizzo non tanto militare ma ludico.

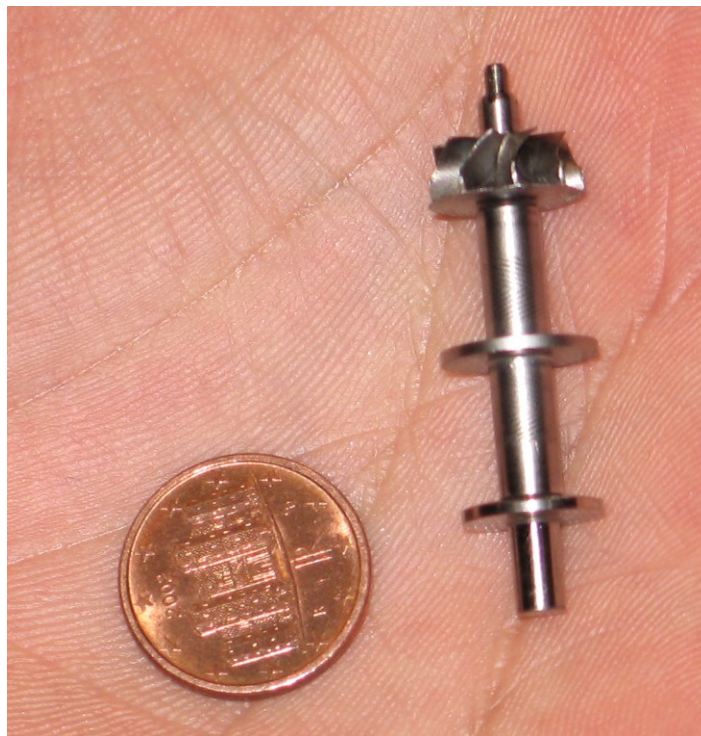


Figura I.4: Compressore di UMTG di progettazione nipponica [foto dell'autore]

I.4 Campi di applicazione delle micro turbine a gas

Dopo la breve digressione sulle ultra micro turbine a gas, è utile valutare quali siano i campi di applicazione delle turbine a gas di piccola taglia .

In un mercato guidato dall'economia un nuovo sistema di generazione di potenza può solo essere introdotto quando offre alcuni benefici (operativi,

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas funzionali ed economici) confrontati con i sistemi esistenti. Le Microturbine sono particolarmente adeguate per applicazioni riguardanti la generazione distribuita grazie alla loro flessibilità nei sistemi di connessione, abilità di essere collocati in parallelo per servire più grandi carichi, capacità di fornire energia elettrica affidabile e stabile, e per essere caratterizzate da basse emissioni. La Microturbina può essere impiegata con successo ovunque vi sia bisogno d'energia elettrica e/o termica, sia nel settore industriale sia civile (terziario), pubblico e privato, e negli impianti di teleriscaldamento. Trova, inoltre applicazione nel settore militare, marino, agricolo, distillazione e desalinizzazione dell'acqua. I tipi d'applicazione includono:

- ***Generazione continua***

L'uso di Microturbine per la generazione continua coinvolgerà tipicamente le applicazioni che richiedono oltre 6.000 ore di funzionamento l'anno. Per riuscire ad entrare in tale tipologia di mercato, le Microturbine dovranno poter generare energia elettrica a costi competitivi con quelli della rete. Tuttavia in determinate circostanze, come nel caso d'utenti che hanno profonde preoccupazioni circa l'affidabilità della rete elettrica o circa la qualità dell'alimentazione, può essere preferibile produrre l'energia elettrica "in loco", anche ad un prezzo maggiore, piuttosto che allacciarsi alla rete elettrica. Infatti, ci sono alcune applicazioni che richiedono un'alimentazione con una qualità maggiore di quella fornita dalla rete elettrica, stiamo parlando di una corrente che abbia una definita forma d'onda, frequenza e/o fattore di potenza. Ci riferiamo a quelle industrie che utilizzano attrezzature elettroniche molto sensibili o macchinari che funzionano soltanto con corrente continua. Queste, per evitare i rischi derivanti dalla rete elettrica, preferiscono prodursi da soli l'energia per evitare gli alti costi dei guasti che ne potrebbero derivare.

- ***Razionalizzazione del carico elettrico***

Si sa che i costi dell'energia elettrica variano secondo fasce orarie, nelle ore di punta il costo del chilowattora può essere 3-5 volte superiore a quello dell'utilizzo d'energia elettrica in ore vuote. In queste situazioni potrebbe essere molto conveniente evitare di pagare i prezzi elevati del chilowattora,

facendo funzionare in parallelo con la rete un sistema di Microturbina a gas che fornisca energia elettrica quando acquistarla è economicamente sfavorevole. Queste unità funzionano molto meno frequentemente dell'alimentazione continua e sono usate soltanto per diverse centinaia di ore l'anno.

- ***Cogenerazione***

Nelle applicazioni della produzione combinata di energia termica ed elettrica, il flusso di gas di scarico delle Microturbine è utilizzato per produrre acqua calda per usi sanitari, per muovere gruppi ad assorbimento in grado di riscaldare, di raffreddare, deumidificare ed assicurare altri fabbisogni di energia termica in un'abitazione o in un processo industriale. Alcune applicazioni di Microturbine basate sulla produzione combinata energia elettrica e termica hanno la possibilità di by-passare l'eventuale presenza di un rigeneratore. In questo modo, la temperatura di uscita dalla turbina dei gas combusti è più alta, ne consegue una maggiore potenza termica disponibile per il recupero.

- ***Generazione a distanza***

La generazione a distanza riguarda quelle applicazioni molto difficili da raggiungere con la rete elettrica, come siti di montagna, ma anche luoghi dove sono richieste operazioni di estrazione e produzione di gas e di petrolio e determinati lavori minerari. Le Microturbine, grazie alla possibilità di essere alimentate con diversi combustibili, sono ideali per l'utilizzo in siti remoti, dove le linee elettriche difficilmente possono essere allacciate.

- ***Generazione di sostegno***

Negli ospedali, nei centri di elaborazione dati, negli aeroporti è indispensabile che non si verifichi mai un'interruzione, nemmeno di breve durata, dell'alimentazione da parte della rete pubblica; in gergo si dice che non vi devono essere buchi di tensione. Basti pensare ad una sala operatoria in cui è vitale che certe apparecchiature funzionino con continuità, oppure a un calcolatore che per un certo tempo (magari non breve) deve eseguire una complicata serie di operazioni. In tali applicazioni un sistema di generazione

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas di energia elettrica come la Microturbina a gas risulta essere molto vantaggioso per la sua rapidità negli avviamenti.

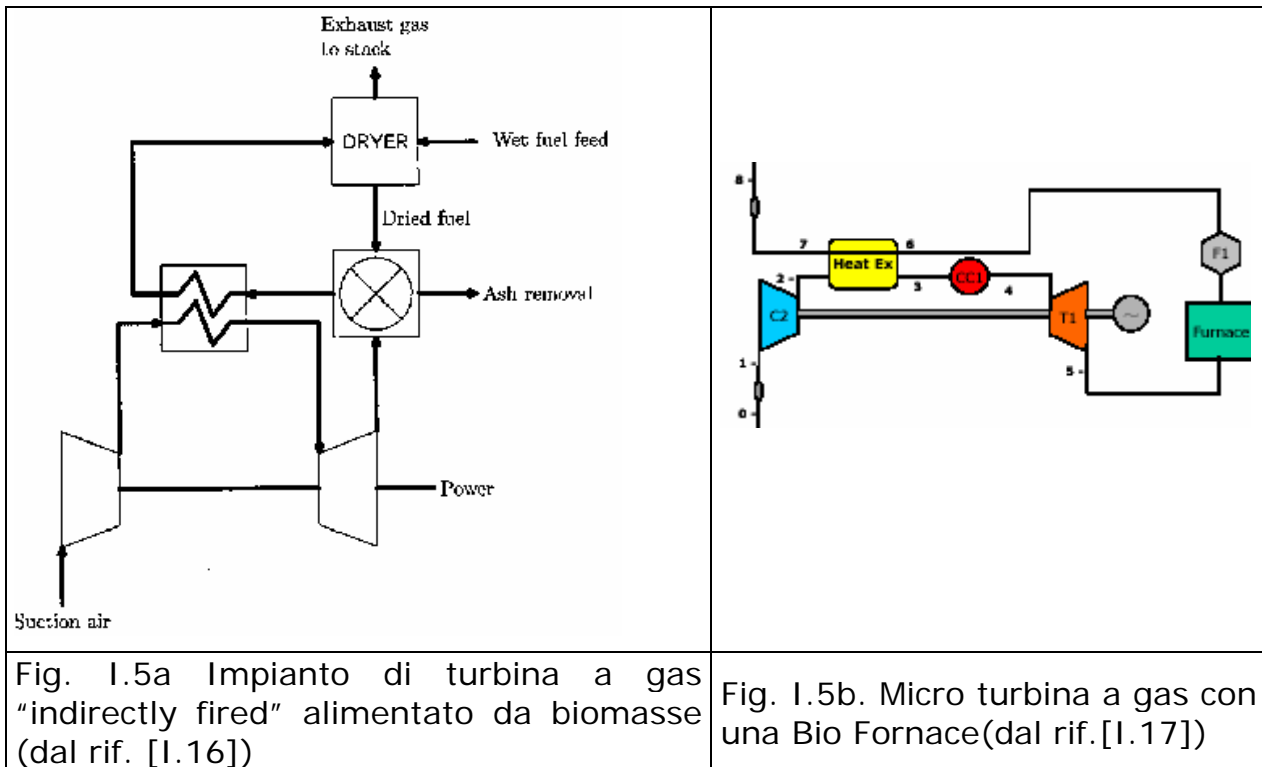
- ***Alimentazione mediante biocombustibile***

Un elemento di forte innovazione sarà costituito dalla possibilità di alimentare le Microturbine con biocombustibili. Il superamento delle problematiche connesse all'utilizzo di tali combustibili in sistemi basati su turbine a gas, dotati di elevata affidabilità ed efficienza e con ridotte emissioni di NOx e di CO, rappresenta un salto tecnologico di notevole portata sulla strada dello sviluppo sostenibile, amplificando enormemente i vantaggi connessi alla generazione di energia e calore da biomasse di origine agricola e forestale. A tal proposito, facciamo presente il crescente interesse nell'applicare la tecnologia delle Microturbine a gas in piccoli centri urbani, per risolvere il problema dello smaltimento dei rifiuti solidi urbani. Il rifiuto smaltito in discarica può essere considerato a tutti gli effetti come una fonte di energia oltre che come una normale fonte di inquinamento. Questa soluzione permetterebbe di ridurre l'impatto a livello globale che la miriade di discariche, presenti sul terreno nazionale e non, hanno sull'ambiente[5,6]. Due sono i principali punti da investigare:

Il primo riguardante l'adozione di un sistema di combustione che sia in grado di essere alimentato anche con combustibili con un basso potere calorifico.

Il secondo l'introduzione di un opportuno sistema di gassificazione nell'impianto.

Riguardo al primo punto la scelta che sembra essere preferita è quella di un ciclo del tipo ***"indirectly fired"*** (figura I.5)



Un esempio di sistema di MTG, integrato in un impianto di gassificazione e pirolisi di biomasse e rifiuti solidi urbani, è rappresentato rispettivamente in figura I.6. e I.7.

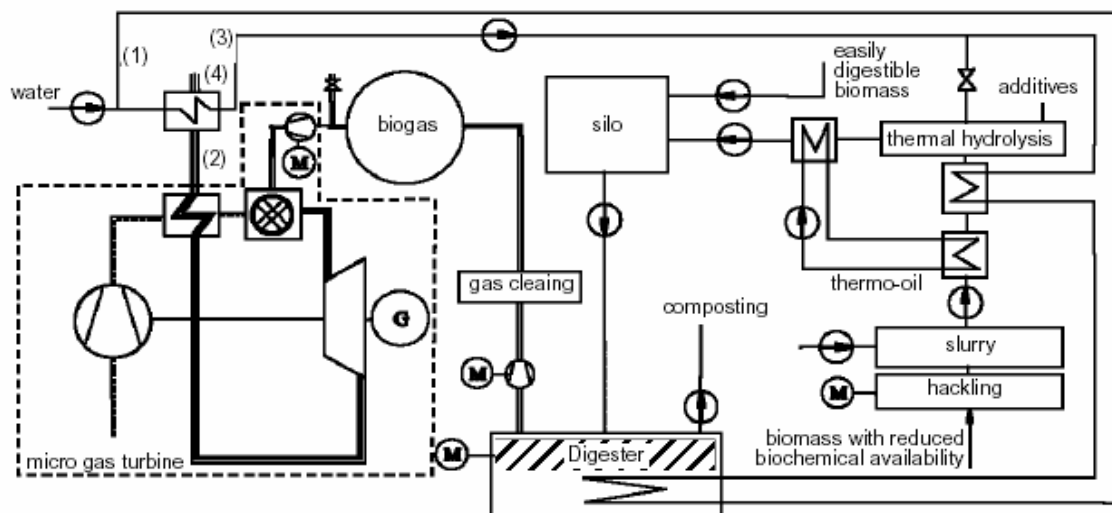


Fig. I.6. Impianto di turbina a gas alimentato con bio-gas(dal rif. [I.18])

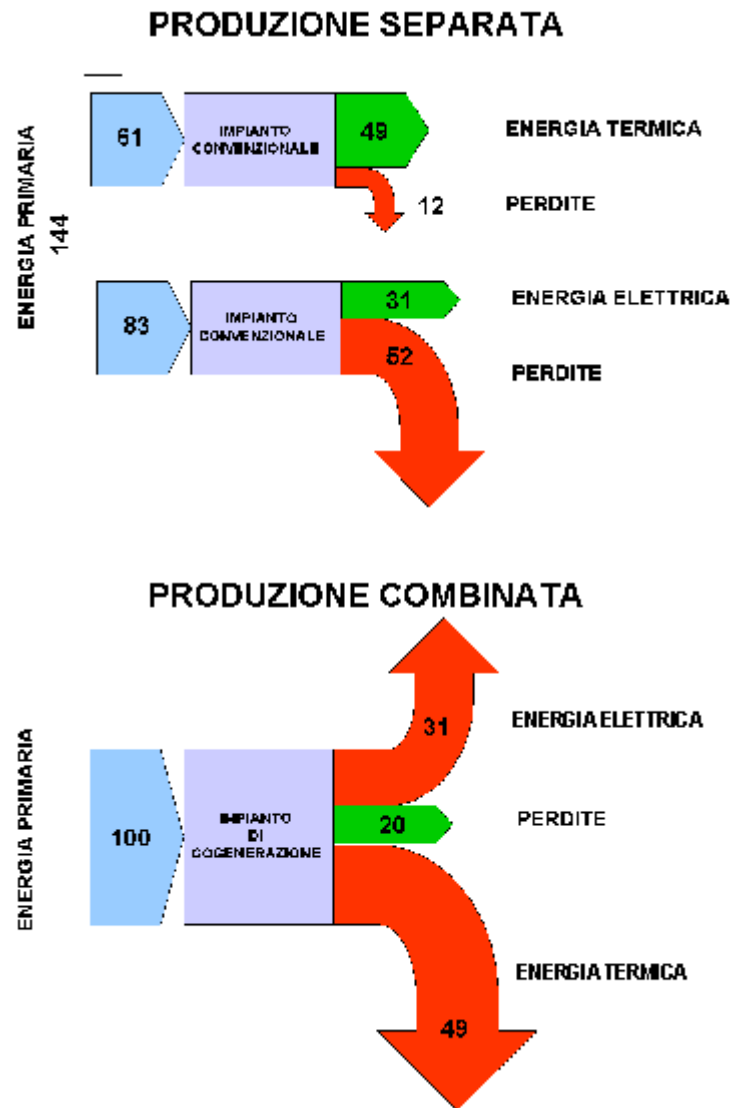


Fig. I. 8: cogenerazione, consumo evitato di energia primaria

Per produrre un identico valore di energia termica e meccanica l'impianto di cogenerazione permette di risparmiare notevoli quantitativi di combustibile, dato che il calore invece che essere ottenuto bruciando gas in caldaia, è ricavato gratuitamente recuperando un quantitativo di energia che altrimenti andrebbe perso.

Tutto ciò ha senso se tale potenza termica sia effettivamente utilizzabile : qualora non sia così ma si produca più calore di quanto si possa adoperare, parte di questa energia sarà ancora da addebitare fra le perdite del sistema e non fra gli utili.

Conviene, di fatto, prevedere un indice di utilizzazione che varia a seconda della tipologia di impianto, è fondamentale del resto che già in fase di progettazione venga valutato l'esatto quantitativo sfruttabile dall'impianto.

Esistono a riguardo due "filosofie" in fase di dimensionamento dell'impianto, a seconda che si voglia dimensionare basandosi sul carico termico o su quello elettrico.

E' difficile a priori valutare quale sia la scelta migliore, fatto sta che, salendo di taglia di impianto, ci si avvicina sempre verso una configurazione che possa privilegiare il termico.

La dimensione dell'impianto è scelta in base all'uso che si vuole privilegiare fra energia termica ed elettrica.

Quando sia grande la spesa energetica legata a caldaie per la produzione di vapore, conviene energeticamente dimensionare l'impianto in maniera tale da sostituire in toto la produzione di calore e vendere l'eccedenza di energia elettrica all'esterno, il che naturalmente comporta un investimento iniziale maggiore, legato alla taglia dell'impianto.

Qualora le richieste energetiche, termiche ed elettriche, siano dello stesso ordine di grandezza, o qualora la richiesta di energia elettrica sia di gran lunga inferiore rispetto a quella termica, è possibile anche dimensionare l'impianto badando a coprire esclusivamente il fabbisogno elettrico e producendo mediante caldaia il calore al netto della quantità recuperata.

La cogenerazione non ha senso qualora la richiesta termica sia molto inferiore di quella elettrica, in quanto gran parte del calore recuperabile andrebbe comunque disperso in atmosfera, non potendo essere usufruibile da parte dell'utilizzatore.

Nel caso della mini e micro generazione può prevalere economicamente la scelta di dimensionare basandosi sulla quantità di potenza elettrica impegnata, affiancando al locale caldaia tutto il calore recuperato dall'impianto.

Una panoramica degli indici termodinamici e termo-economici in base ai quali è possibile confrontare i diversi impianti di cogenerazione e la bontà

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas dell'impianto nella sua totalità verrà fatta nel prossimo capitolo, in sede di analisi dei risultati.

1.4 Descrizione del ciclo termodinamico

Le Microturbine operano secondo il ciclo termodinamico conosciuto come ciclo Brayton o ciclo Joule, così come le più grandi turbine a gas.

Il ciclo termodinamico di una micro turbina a gas è però caratterizzato da parametri caratteristici piuttosto bassi se confrontati con quelli d'impianti di grossa taglia figura 1.9. Il compressore monostadio radiale comprime l'aria fino alla massima pressione (con rapporti di compressione tipicamente variabili da 3 a 9).

Allo scarico del compressore, l'aria, che ha innalzato la sua temperatura durante la fase di compressione, può venire inviata al combustore direttamente oppure indirettamente, dopo aver attraversato uno scambiatore che preriscalda l'aria utilizzando il calore dei gas di scarico della turbina.

Nel primo caso si realizza un ciclo turbogas semplice mentre nel secondo caso si ha un ciclo rigenerato che a fronte di un rendimento superiore, dovuto alla bassa temperatura dei gas di scarico, introduce, tuttavia, un componente in più (il rigeneratore) che si ripercuote sul piano delle dimensioni e dei costi primi (fig. 1.10). La maggioranza delle microturbine a gas oggi in commercio utilizzano un ciclo rigenerativo. In termini di prestazioni le turbine a gas presenti attualmente sul mercato nel segmento di taglia 50-500 kWe presentano rendimenti variabili dal 15% al 20% in ciclo semplice e dal 20% al 30% in ciclo rigenerativo.

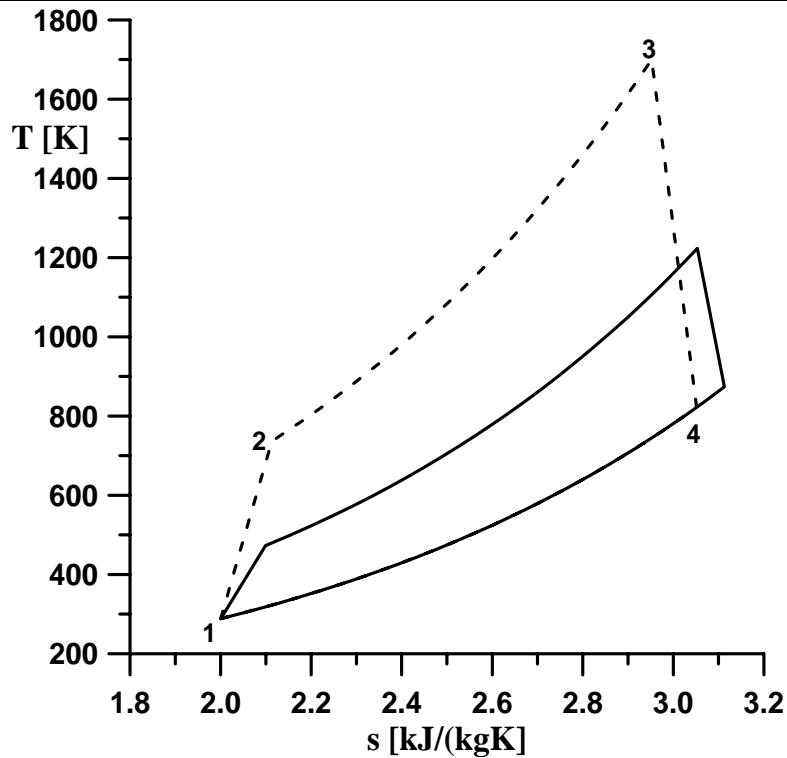


Fig. I.9. Ciclo termodinamico di una MTG confrontato con quello di una turbina a gas di grossa taglia (linea tratteggiata)

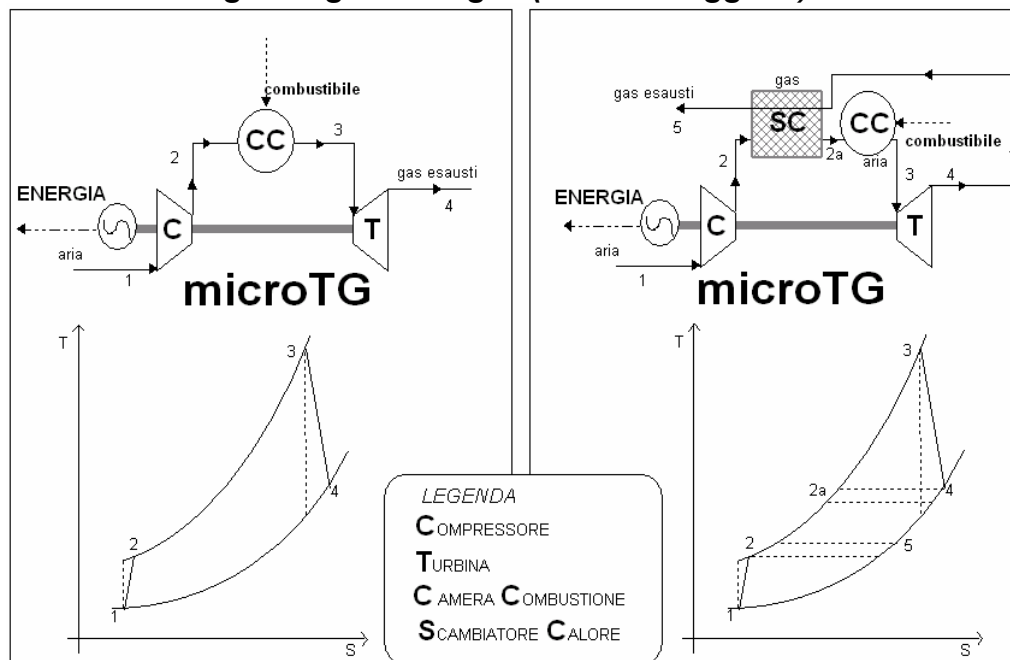


Fig. 1.10: Turbogas in ciclo semplice e rigenerativo

Il combustore innalza la temperatura del gas inviando al bruciatore la quantità di combustibile necessaria al raggiungimento della temperatura massima del ciclo; quest' ultima è determinata in funzione dei materiali dell'espansore e della vita richiesta alla turbina a gas.

Nel campo d'interesse (taglie comprese tra 50 e 500 kWe) la temperatura d'ingresso in turbina può variare da 850 a 1050 °C per le macchine più spinte (tipicamente di derivazione aeronautica); a questo proposito sono in corso programmi di sviluppo volti al miglioramento delle prestazioni delle piccole turbine a gas che hanno come obiettivo l'innalzamento della temperatura d'ingresso in turbina fino a 1250 °C, la possibilità di raggiungere queste temperature è legata soprattutto all'impiego di materiali ceramici. Si tenga inoltre conto che la geometria connessa con il tipo di turbina (per macchine di piccola taglia l'impiego di turbomacchine radiali è obbligatorio) limita molto le possibilità di raffreddamento delle palettature (*"blade cooling"*) al contrario di ciò che accade nelle grandi macchine assiali.

Successivamente i gas caldi sono inviati agli stadi d'espansione della turbina. Al termine dell'espansione i gas, ancora dotati di una temperatura superiore a quell'atmosferica, possono attraversare lo scambiatore rigenerativo prima dello scarico del turbogas.

1.5 Micro turbine a gas: componenti

Per quanto sia naturale che le micro turbine a gas possano essere viste come derivazione dei gruppi turbocompressori montati sui grossi impianti motore alternativi o come riduzione in scala delle turbine a gas "heavy duty", per garantire prestazioni accettabili è chiaro che, in particolar modo per quanto riguarda lo scambiatore di calore rigenerativo, siano necessarie particolari scelte progettuali. In figura I.11 è riportato lo schema di un impianto progettato dalla Capstone [1.2-3], la cui peculiarità consiste nel avere componenti anulari, quali lo scambiatore di calore, in modo tale da ridurre quanto possibile l'ingombro esterno. Se si esclude il campo delle ultra micro turbine a gas, per gli impianti di taglia industriale, ovvero il cui punto nominale sia fra i 30 e i 200 kW, compressore e turbina sono in genere a flusso radiale e derivano dai gruppi turbocompressori dei grossi motori alternativi.

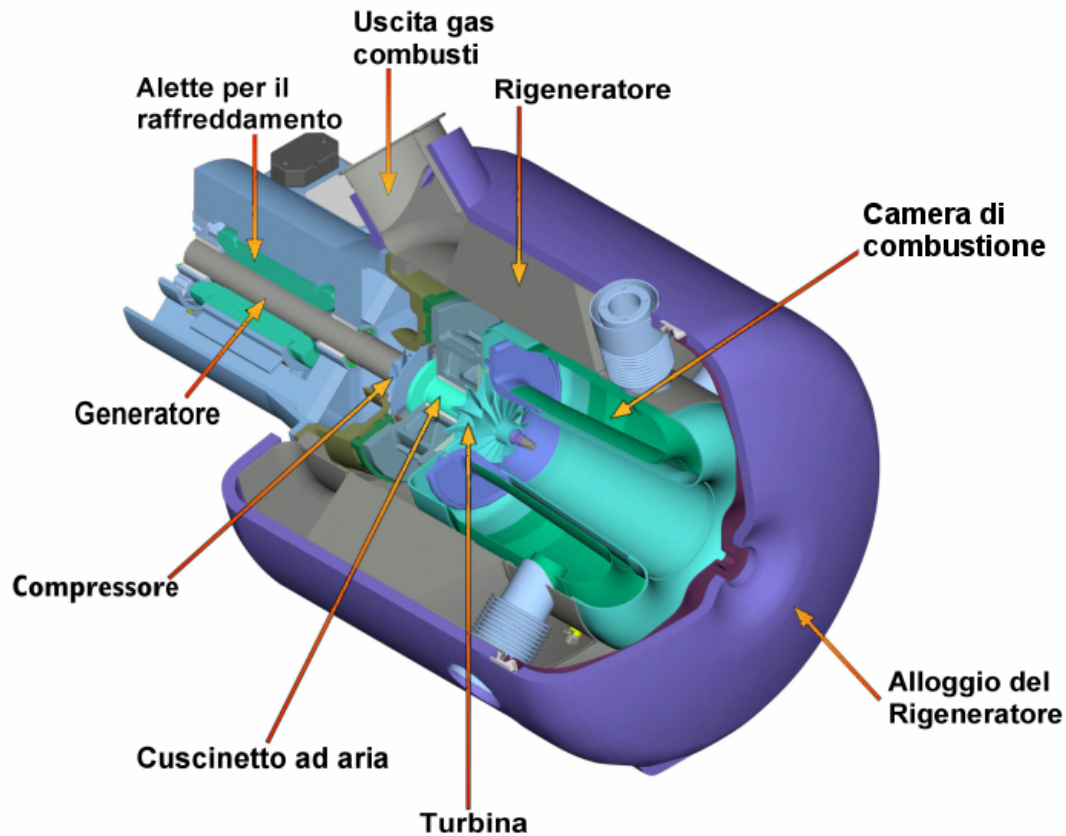


Figura I. 11 : schema d'impianto di una MGT della Capstone [I.2]

I.5.1 Compressore e turbina

I rendimenti dei componenti ottenibili per un singolo stadio di compressore centrifugo e turbina radiale del diametro di 200 mm sono mostrati in figura I.12 e figura I.13 come una funzione del numero di giri specifico N_s , il numero di deLaval Mu ,

$$Mu = \frac{\omega \cdot R_2}{\sqrt{g \cdot \gamma \cdot R_G \cdot T}} \quad \text{I.1}$$

e il rapporto caratteristico delle velocità U_t/V_0 .

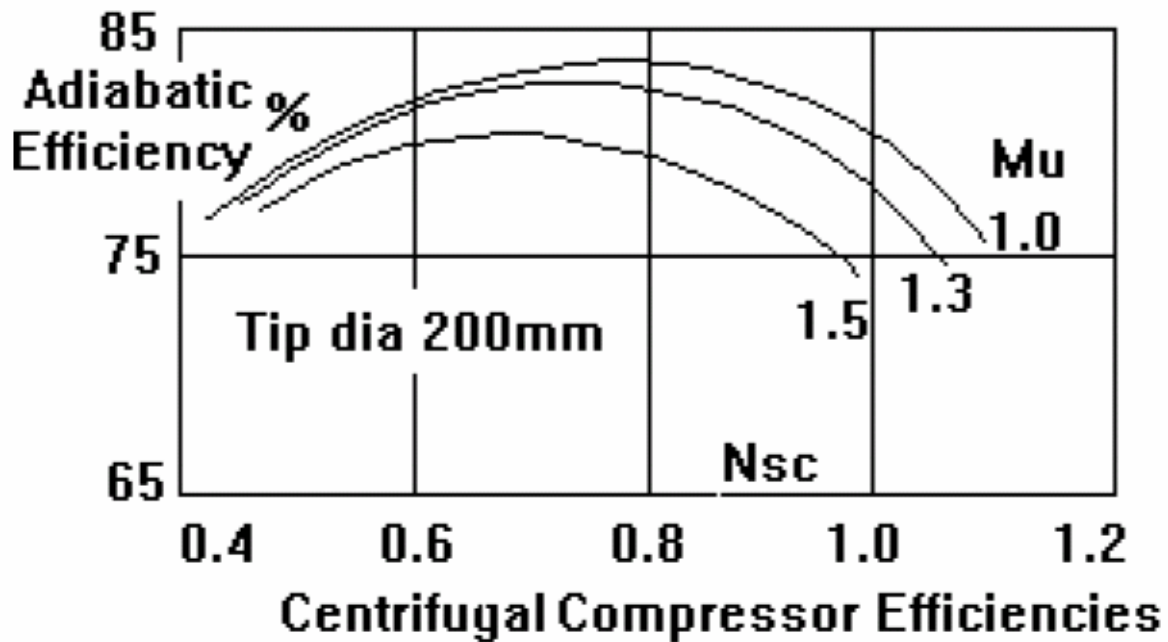


Fig.I.20 Rendimenti adiabatici per un compressore centrifugo (dal rif. [1.2])

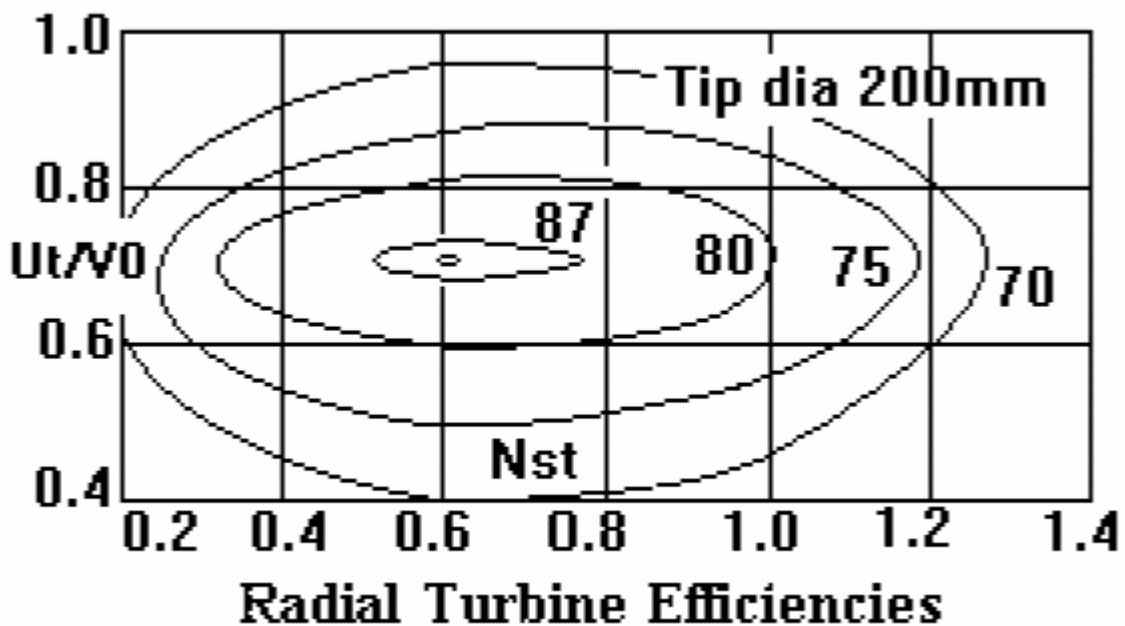


Fig.I.21. Rendimenti adiabatici per una turbina radiale (dal rif. [1.2])

Per quanto riguarda la scelta del tipo di compressore e del rapporto di compressione è una delle più importanti considerazioni di progetto per una microturbina. Le piccole turbine a gas vengono progettate con rapporti di compressioni compresi fra 2.5 e 8, sia per compressori centrifughi a singolo stadio, sia per compressori assiali multi stadio. Il centrifugo è il meno sensibile agli effetti di gioco, ed è pertanto capace di presentare un ampio margine di pompaggio con grandi tolleranze alla distorsione del flusso in ingresso.

I rendimenti ottenibili da un compressore centrifugo a singolo stadio, con aspirazione in aria a temperatura ambiente, dipendono fortemente da quattro fattori.

- Numero di giri specifico, N_{sc}
- Diametro della girante
- Svergolamento della pala
- Numero di Mach

Sebbene il numero di giri specifico serva come un iniziale linea guida per il progetto, a priori la scelta del N_{sc} non è indicativa per l'ottenimento di elevate prestazioni, in quanto risultano essere essenziali anche un buon progetto, la finitura superficiale delle pale e quindi la lavorazione e lo sviluppo di prove. Inoltre, il compressore è solo un componente del motore e la scelta della turbina è ugualmente importante, in particolare per i gruppi mono-albero dove la turbina deve fornire circa il 30% di potenza in più rispetto al compressore. I tipici livelli di efficienza di un piccolo stadio di compressore centrifugo in funzione del numero di giri specifico e della portata massica sono dati in figura I.14.

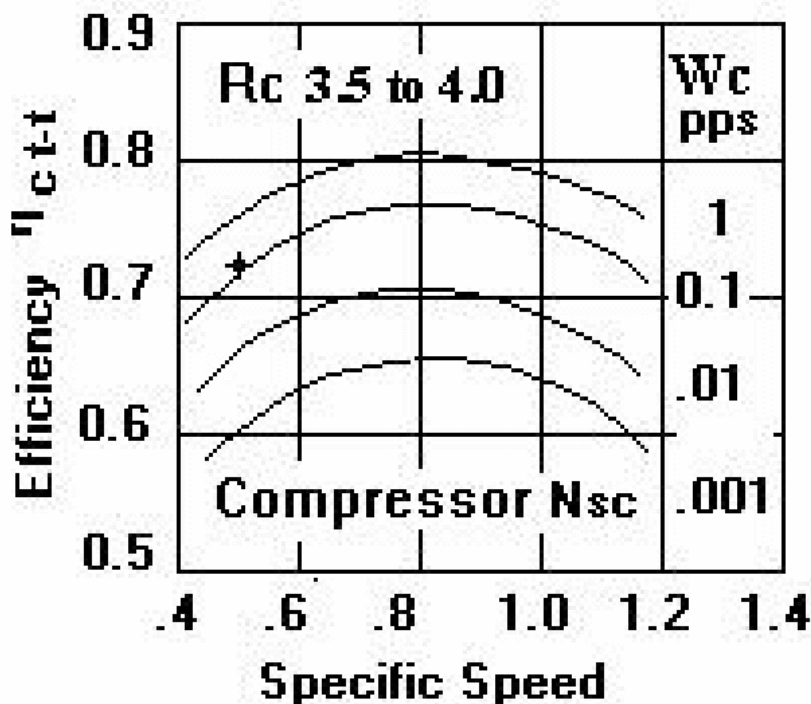


Fig.I.14 Efficienza del compressore in funzione del numero di giri specifico (dal rif. [I.20])

Le caratteristiche di semplicità e di ridotto costo del compressore centrifugo a singolo stadio sono vantaggi ideali per un basso costo delle turbine a gas con potenze fino ai 400 kW elettrici. In figura I.15 viene riportato lo stadio di un compressore centrifugo. Per quanto riguarda le turbine a flusso radiale, queste si sono dimostrate molto adeguate nel campo delle piccole turbomacchine in particolar modo per la loro semplicità, basso costo, relativamente alte prestazioni e facilità di installazione. Le due predominanti applicazioni di queste turbine sono le piccole turbine a gas e i turbocompressori. In figura I.16 ne vediamo una rappresentazione.

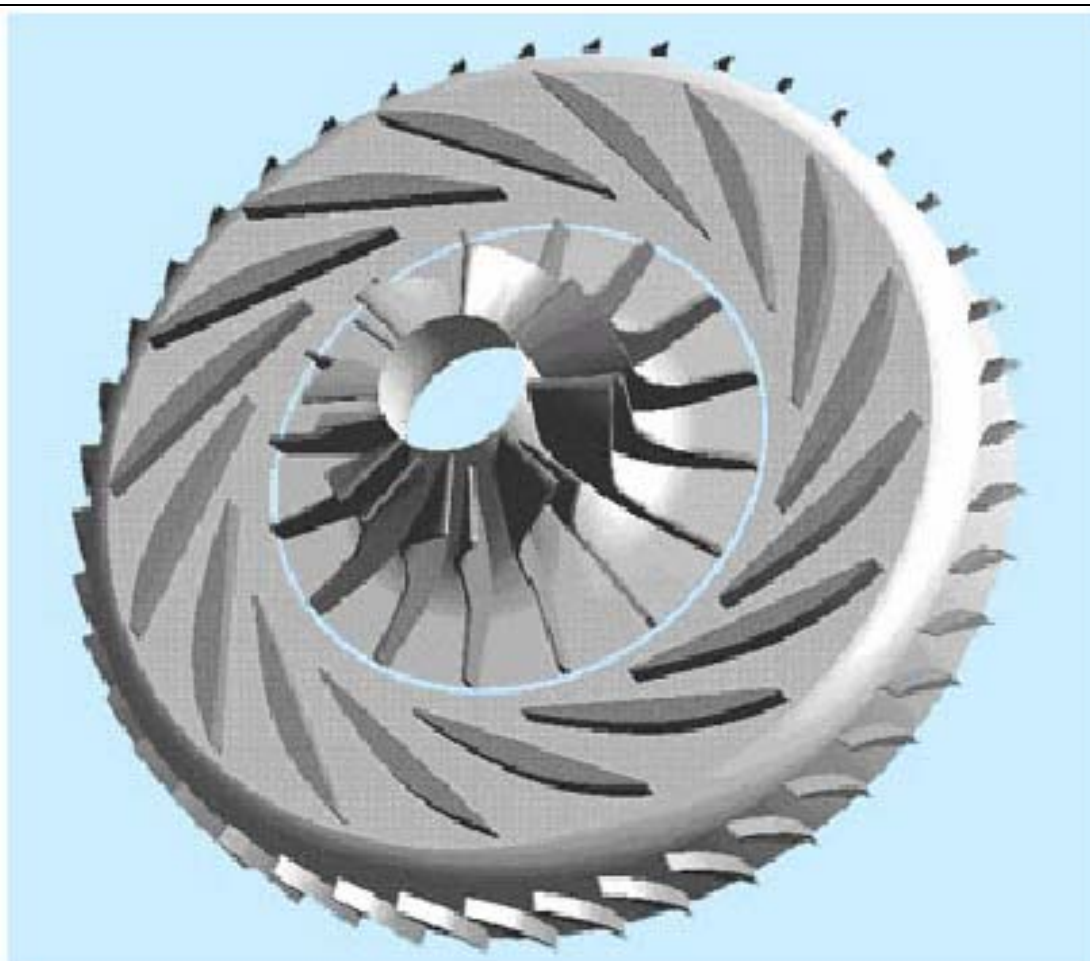


Fig.I.15. Stadio di compressore centrifugo (dal rif. [I.21])

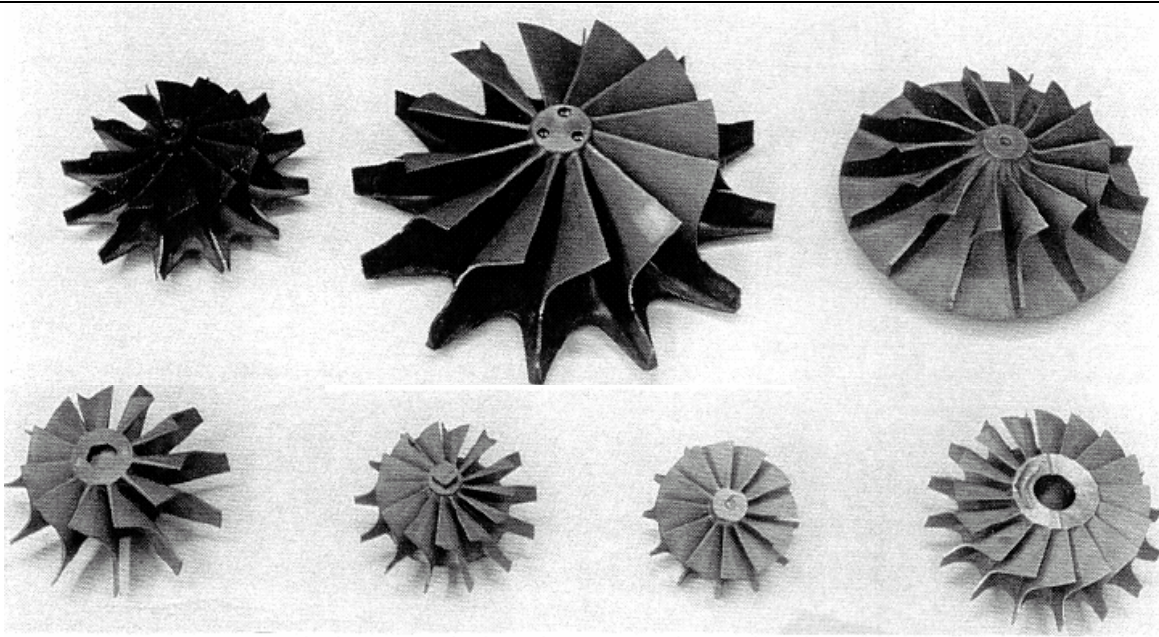


Fig.I.16.a *Turbine a flusso radiale (dal rif. [I.22])*

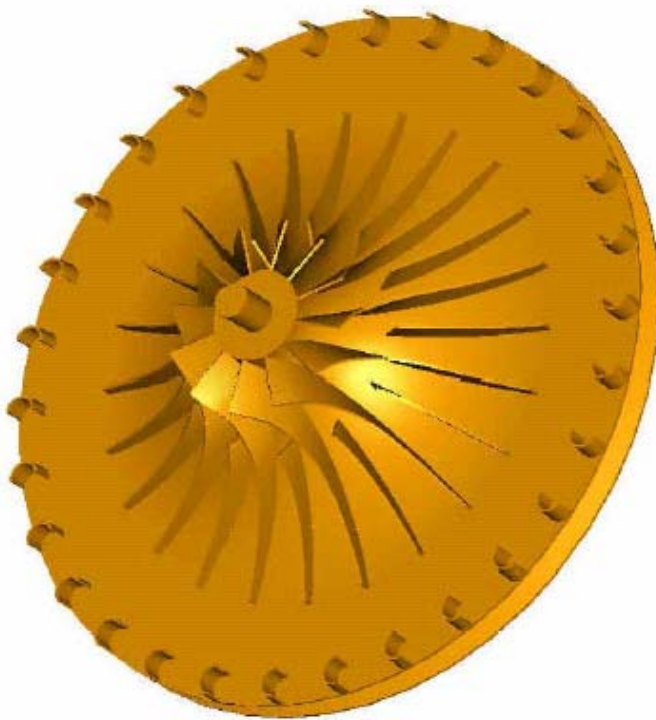


Fig.I.16.b *Turbina a flusso radiale (dal rif. [I.23])*

Le microturbine a gas esistenti, con rendimenti globali del 30%, operano con una temperatura di ingresso in turbina di circa 950°C, utilizzando una turbina radiale non raffreddata. Come si osserva dal diagramma in *figura I.17* un aumento del rendimento globale a valori pari a 35% potrebbe essere raggiunto

solo mediante l'utilizzo di metalli speciali, incrementando così la temperatura fino a 1100°C.

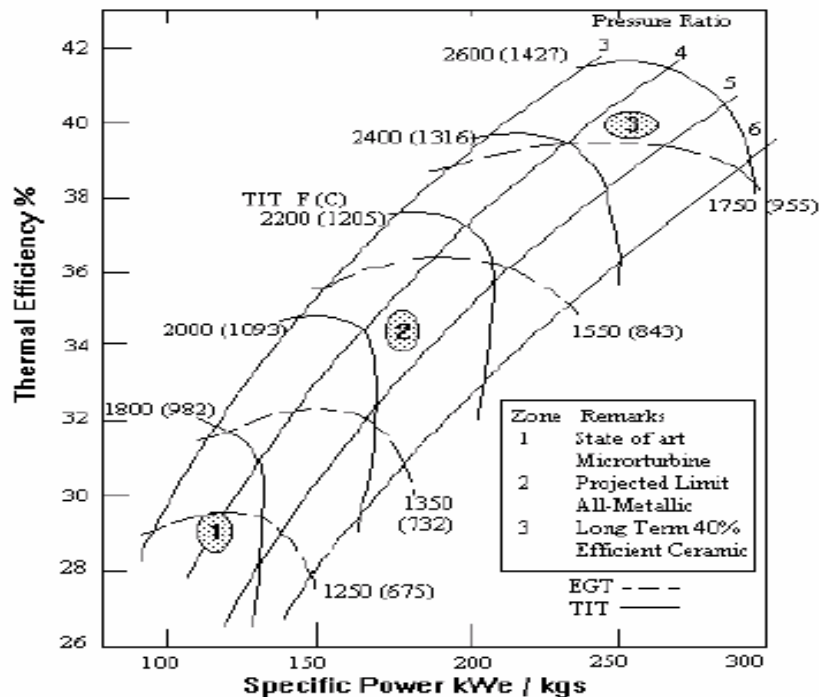


Fig.I.17. Rendimento globale della MTG in funzione della TIT(dal rif. [I.24])

Infatti nelle grandi turbine a gas a flusso assiale, aria in uscita dal compressore è incanalata attraverso sofisticate superfici di scambio termico sulle palette della turbina per permettere di operare a livelli di temperatura di ingresso in turbina più alti. Ciò dovrebbe essere molto più difficile realizzare per le piccole e sottili pale delle turbine radiali.

Inoltre bisogna tener conto che per rapporti di espansione al di sopra di tre si finisce per sovraccaricare il singolo stadio di turbina assiale. Gli studi effettuati hanno indicato che per lo stesso rendimento globale di turbina la configurazione radiale a singolo stadio può offrire il più basso costo, ma richiede un diametro più grande con un più alto contenuto in peso. Lo stato dell'arte dei rendimenti, riferiti alle condizioni totali-statiche, per piccole turbine radiali e assiali sono mostrati in *figura I.18* in funzione del numero di giri specifico e della portata di aria. Questi livelli sono rappresentativi di turbine metalliche con una tipica finezza di pala, con un minimo rapporto distanza/altezza della pala dell'ordine del 5% per prevenire il contatto fra la pala e la cassa della turbina nelle operazioni di transitorio.

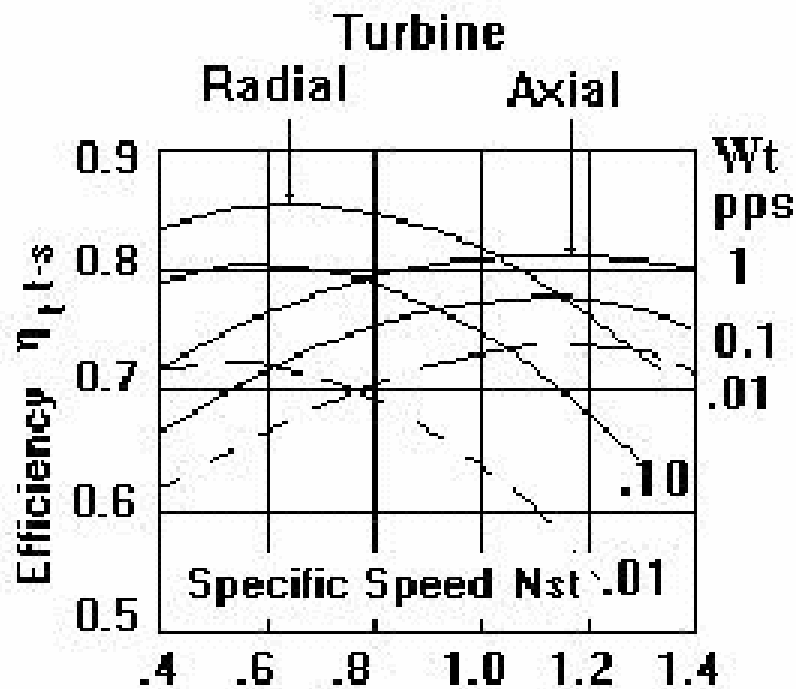


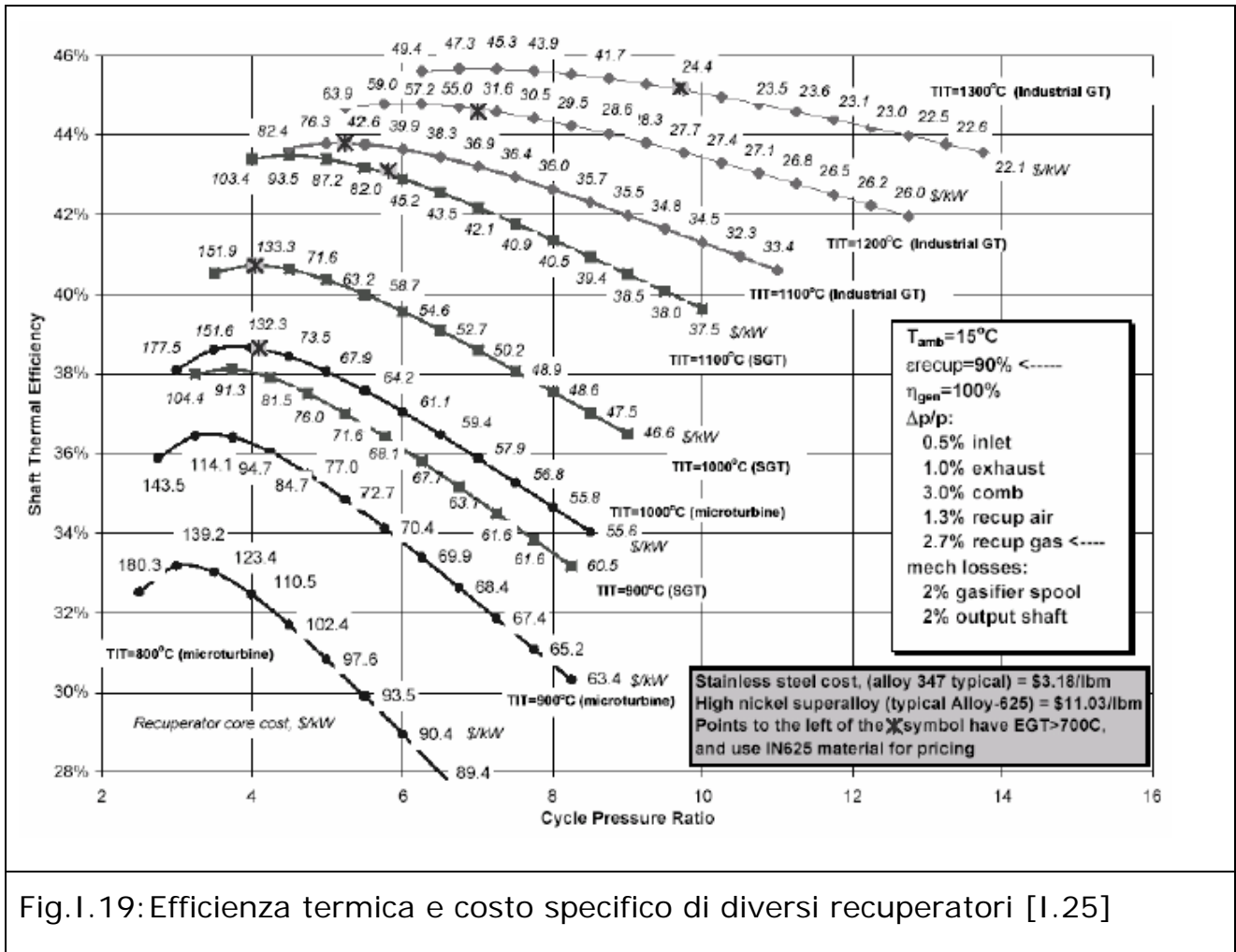
Fig.I.18. Rendimento turbina (dal rif. [I.20])

Gli effetti di gioco fra la cassa e le pale della turbina possono essere correlati con il rapporto distanza altezza di pala indicando che un rapporto del 10% può diminuire l'efficienza del 3%. Le turbine assiali sono all'incirca tre volte più sensibili agli effetti di gioco relativi al rapporto distanza altezza di pala. Infine va osservato che la sensibilità dell'efficienza del compressore e della turbina sulle prestazioni del motore non è solo relativa alle variazioni degli stessi parametri, ma la variazione degli stessi coinvolge anche altre variabili. Ad esempio aumentando il rendimento del compressore ad una data velocità di rotazione si avrà un aumento del rapporto di compressione e molto più importante un congruente aumento della portata di aria. Aumentando invece il rendimento della turbina può diminuire la temperatura di scarico aumentando così la potenza in uscita.

I.5.2 Lo scambiatore di calore

Le micro turbine a gas sono diventate competitive sul mercato allorquando la ricerca tecnologica ha permesso la costruzione di scambiatori di calore particolarmente resistenti e dalla buona efficienza, in quanto solo un ciclo

altamente rigenerativo può portare l'impianto a funzionare in maniera adeguata.



Non potendo infatti le micro turbine operare a temperature di ingresso in turbina elevate per l'assenza di sistemi di raffreddamento risulta evidente che ruolo chiave per il raggiungimento di valori adeguati del rendimento è assunto dallo scambiatore di calore. Le aziende leader nel mercato delle micro turbine hanno operato scelte differenti in modo tale da ottimizzare chi le dimensioni chi l'efficienza, il tutto badando a ridurre i costi specifici del componente, in quanto quasi un terzo del costo dell'intero impianto è costituito dal costo dello scambiatore di calore. Infatti, come evidenziato in figura I.19, il costo specifico di questo componente è significativamente più alto quando si opera con basse temperature di ingresso in turbina. Ne consegue che ottenere una migliore efficienza della rigenerazione senza

incrementare la grandezza e il peso di questo componente è il modo più diretto per raggiungere una reale competitività termo-economica delle MTG. Già da molti anni, Mc Donald [I.26-30] ha indirizzato i propri studi sull'avanzamento della tecnologia degli scambiatori di calore e in anni più recenti l'interesse è stato nello specifico focalizzato sul settore delle turbine di piccolo taglia così da proporre progetti di recuperatori a basso costo come esposto in figura I.20.

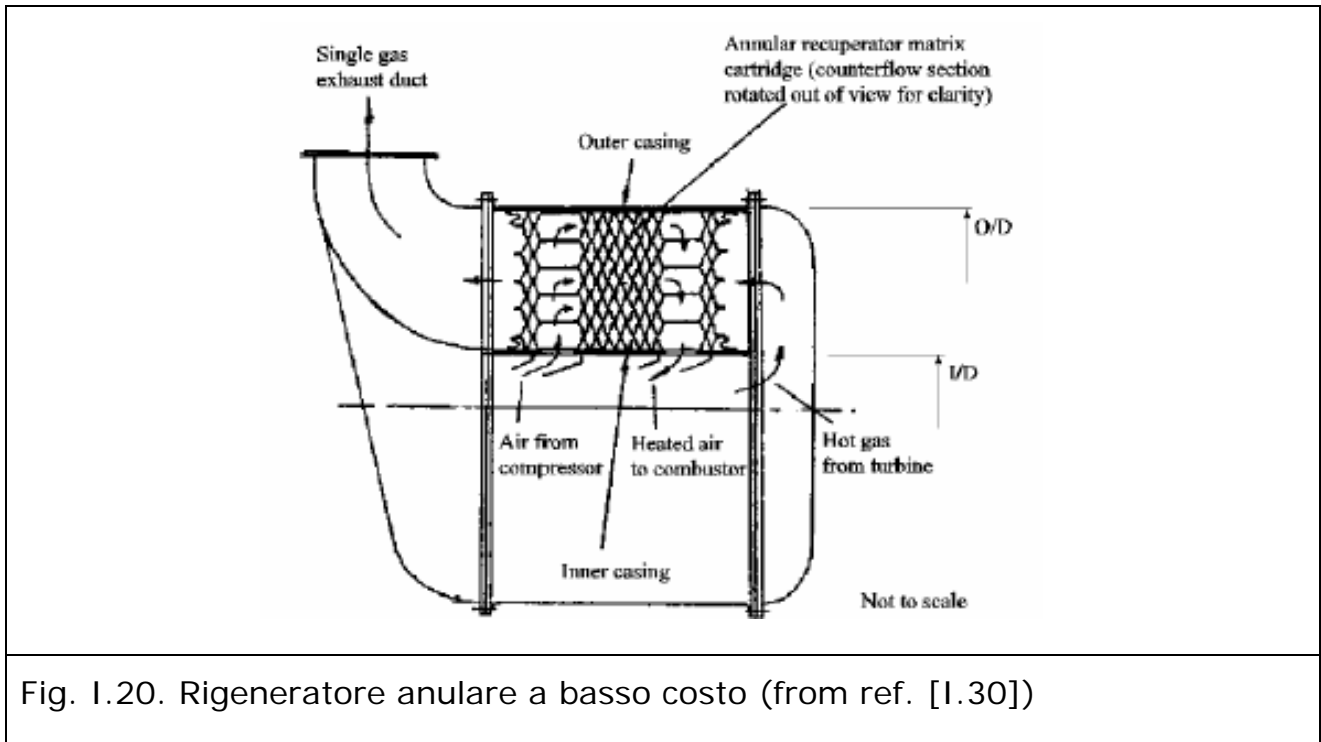


Fig. I.20. Rigeneratore anulare a basso costo (from ref. [I.30])

In anni più recenti sono stati prodotti diversi progetti di scambiatori di calore a recupero e alcuni esempi sono stati rappresentati le figure da I.21 a I.25, a partire da quelli di tipo anulare in figura I.21 [I.45], e procedendo con quelli del tipo "counter flow" [I.40, I.25] in figura I.22 e 23, fino a configurazioni a tubi a spirale [I.42] concentrici [I.43] rispettivamente in figura I.24 e I.25. Tali esempi dimostrano l'interesse crescente da parte di diverse case produttrici per gli scambiatori di piccola taglia da applicare in ambito cogenerativo in impianti con turbina a gas.



Figura I.21. Recuperatore anulare per MTG da 200 kW (da ref. [I.45])

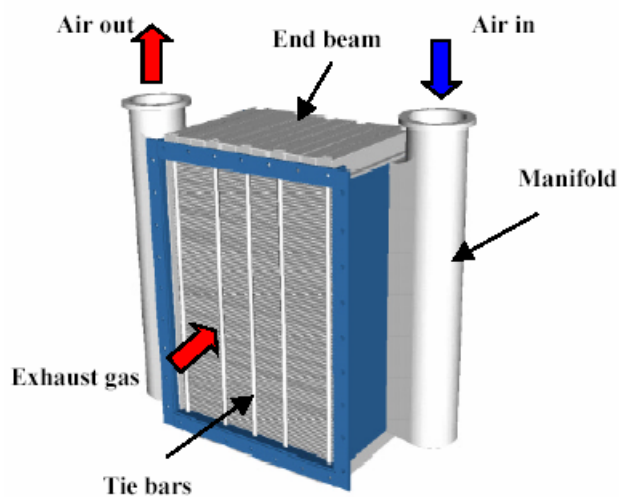


Fig. I.22 Rigeneratore in contro corrente (da ref. [I.40])

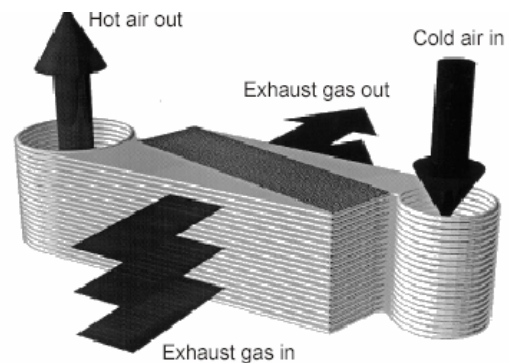
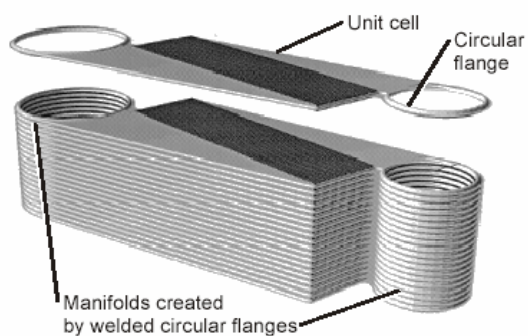


Fig. I.23. Rigeneratore con superficie alettata in contro corrente [I.25]

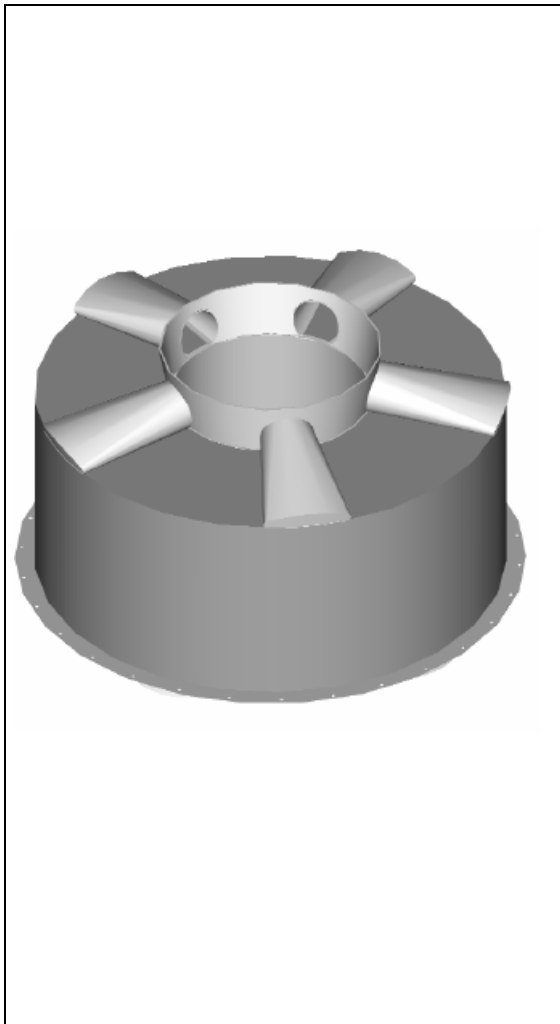


Fig. I.24. Disegno CAD di un rigeneratore a spirale (da ref. [I.42])

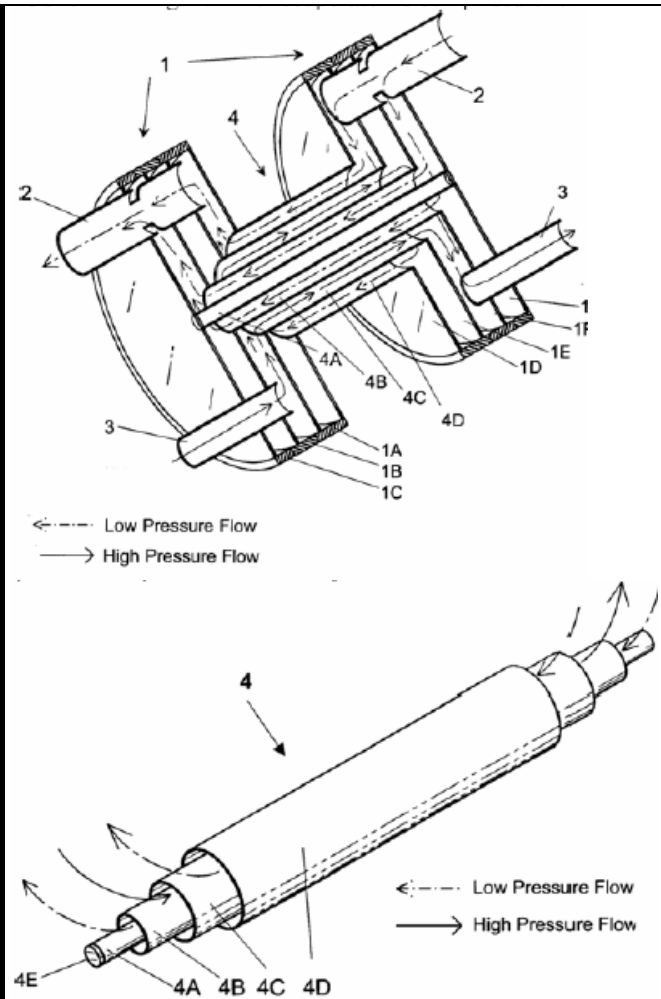


Fig. I.25. Rigeneratore a flusso concentrico (da ref. [I.42])

L'importanza degli scambiatori di calore come strumento per migliorare il rendimento del ciclo termodinamico è confermata anche da un numero di progetti di cicli avanzati per le MTG come il ciclo interrefrigerato e rigenerativo fig. 1.26 e il ciclo risurriscaldato proposto in fig. 1.27. In particolare facciamo osservare come il secondo schema includa due scambiatori rigenerativi operanti dentro un ciclo ad aria umida. Questa scelta progettuale può essere ritrovata anche in altri autori e viene vista come un'effettiva opzione sia per aumentare l'efficienza del ciclo sia per stabilizzare le prestazioni della microturbina sotto variabili condizioni dell'aria. L'adozione di tale soluzione implica l'utilizzo di due rigeneratori, il secondo espressamente utilizzato per

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas
l'evaporazione dell'acqua, e del condensatore per il recupero dell'acqua di
iniezione.

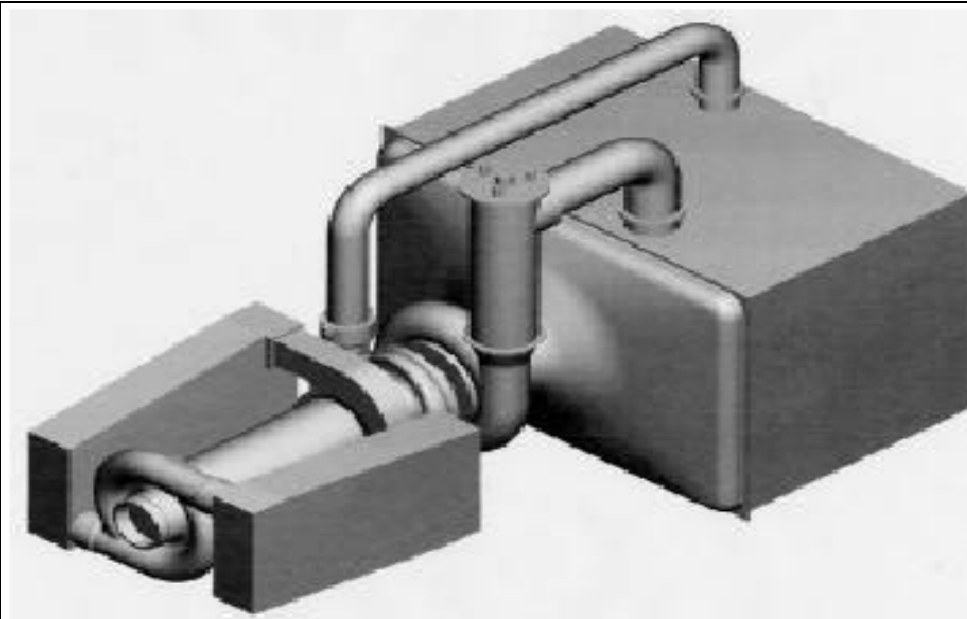


Fig. 1.26. Rigeneratore utilizzato in ciclo interrefrigerato (da rif. [I.41])

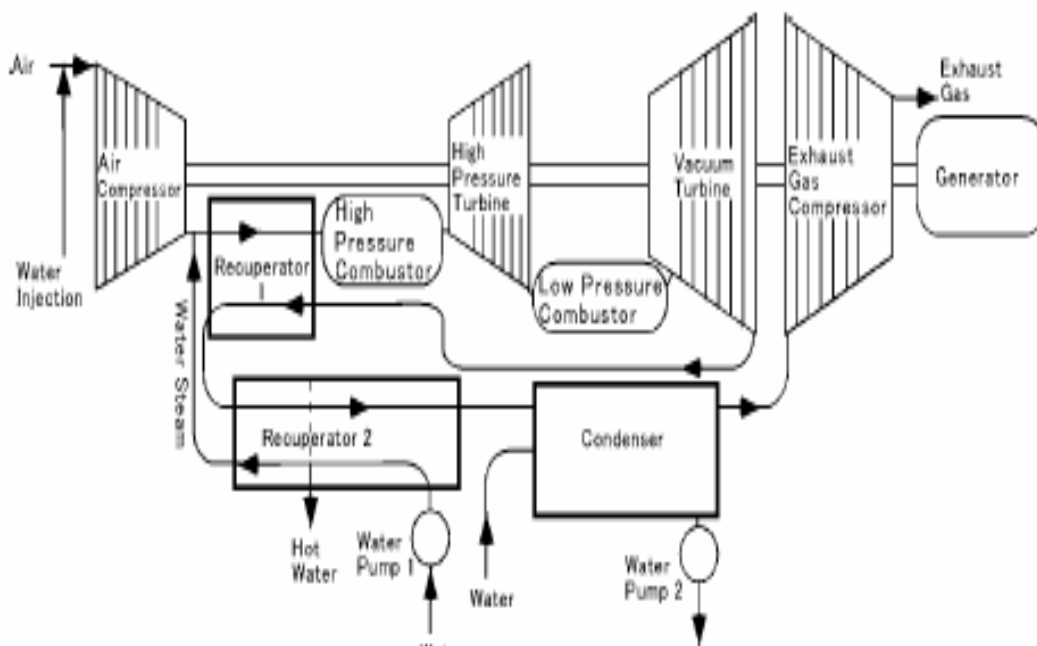
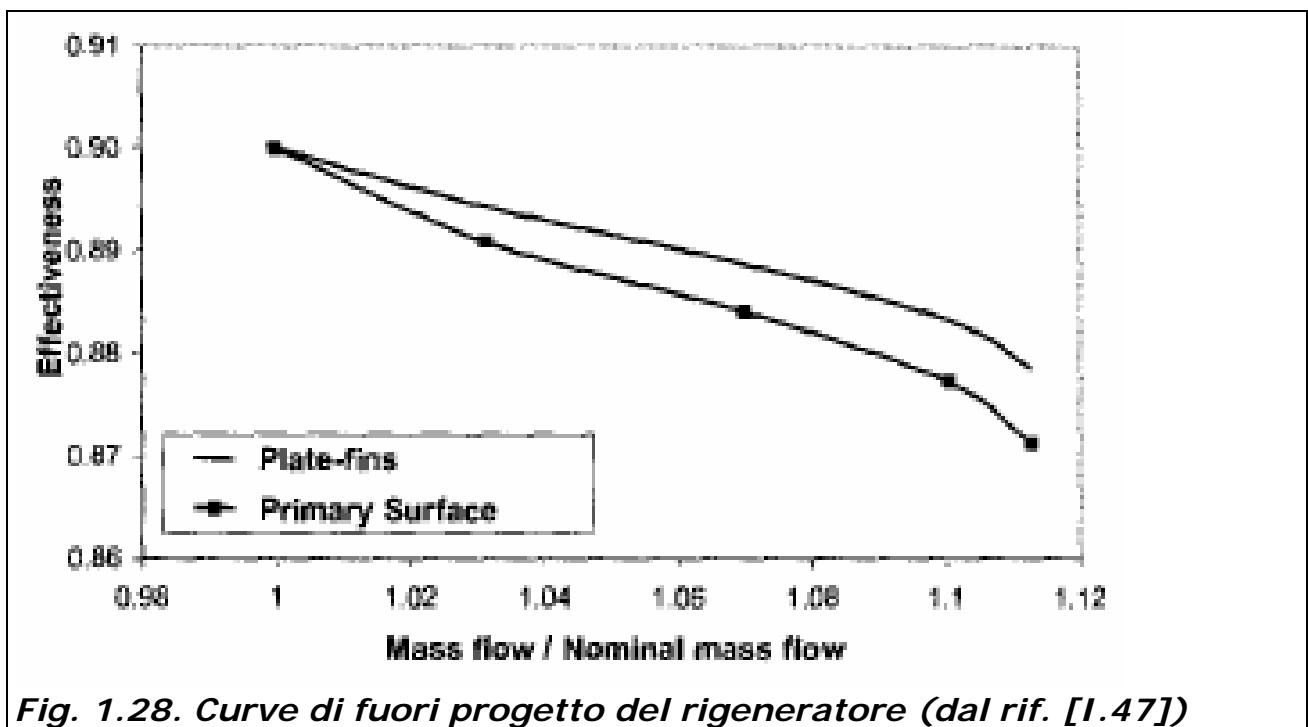


Fig. 1.27. Rigeneratore utilizzato in un impianto con aria umida (da rif. [I.44 e I.48])

E' naturale che il costo giochi un ruolo fondamentale per la scelta del
rigeneratore, ne consegue che ottenere un rigeneratore a basso costo assume
grande importanza, il che implica riuscire ad avere un numero minimo di parti

nel montaggio del rigeneratore, un buono sfruttamento dell'intera superficie di scambio termico e un automatizzato processo di fabbricazione finalizzato alla produzione di massa. Molte di queste caratteristiche sono intrinseche al concetto base di rigeneratore, e dipendono dalla scelta iniziale della tecnologia dello scambiatore di calore, come l'utilizzo di superfici primarie o di superfici alettate. In particolare, è accettato che la prima potrebbe avere una più grande potenzialità nella riduzione del costo dovuto al più semplice e veloce processo di produzione. D'altro canto come riportato da Massardo[I.47], andando a confrontare le prestazioni del rigeneratore utilizzando le due diverse superfici di scambio termico in condizioni di fuori progetto fig.1.28, si nota come le superfici alettate siano capaci di garantire delle prestazioni migliori rispetto alle superfici primarie.



Poiché le condizioni di fuori progetto sono tipiche condizioni operative per le microturbine soprattutto quando esse sono impiegate in una configurazione cogenerativa, il tipo di applicazione e i bisogni del cliente dovrebbero essere presi in considerazione nella scelta del miglior rigeneratore. In figura 1.29 vengono riportate tipiche mappe caratteristiche del funzionamento dei rigeneratori.

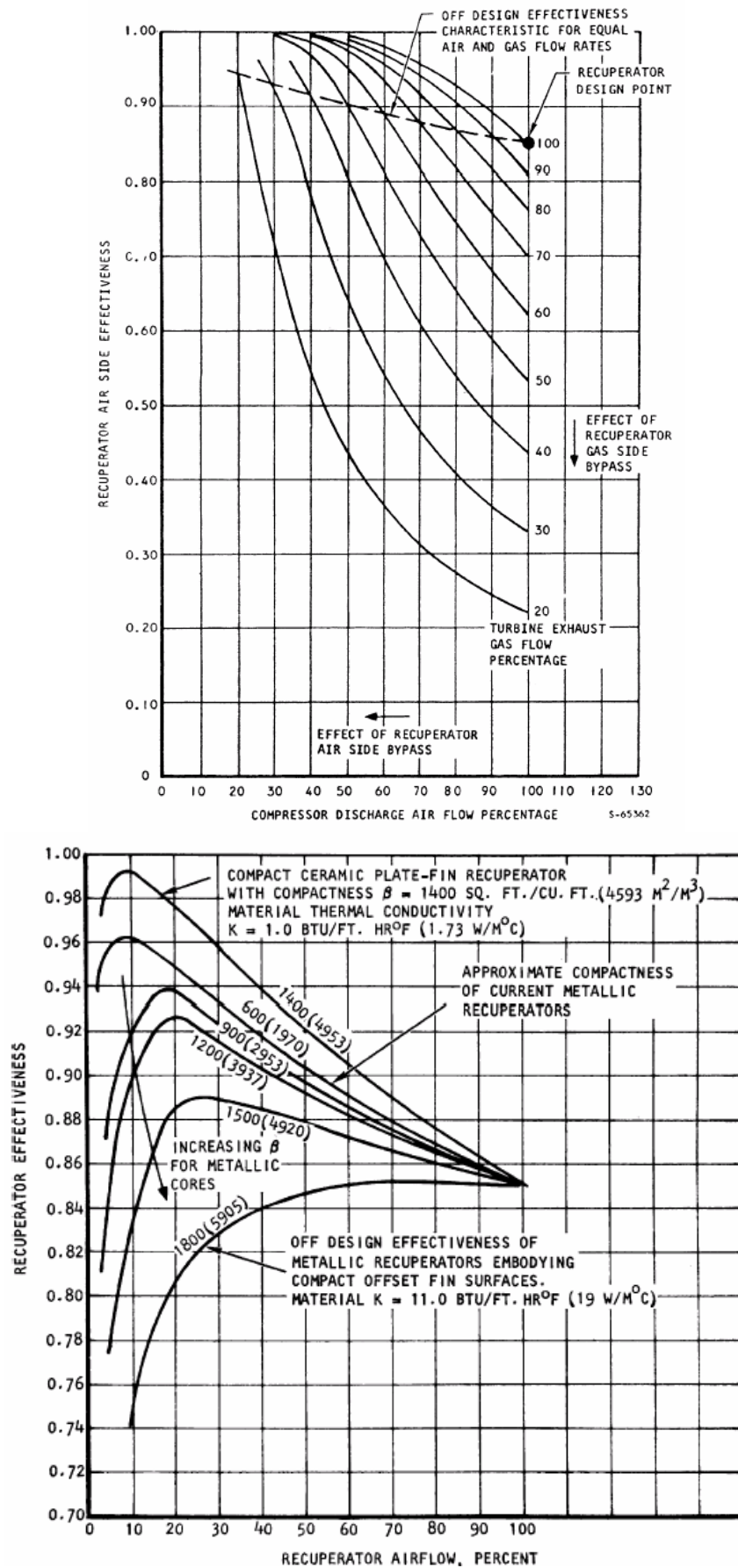


Fig.I.29 Mappe caratteristiche di un rigeneratore(da rif. [I.49])

1.5.3 Camera di combustione

Il progetto di una camera di combustione per turbina a gas è un processo complesso che coinvolge le problematiche riguardanti la fluidodinamica, la combustione e la meccanica. Pertanto, nello sviluppo delle Microturbine a gas un componente fondamentale è sicuramente il combustore. Negli ultimi dieci anni lo sviluppo delle camere di combustione delle turbine a gas è stato finalizzato alla riduzione delle emissioni inquinanti, soprattutto di ossidi di azoto (NOx), senza peraltro penalizzarne efficienza ed affidabilità. Ad oggi la tecnologia disponibile consente di contenere tali emissioni a valori inferiori alle 25 ppm (parti per milione). Tuttavia sul piano legislativo è prevista una diminuzione drastica dei limiti ammissibili per la concentrazione di tali sostanze inquinanti nei gas combusti (in Massachusetts ed in Texas ci si sta muovendo verso limiti massimi pari a 9 ppm, mentre in California la legislazione vigente prevede che non si possano superare le 2.5 ppm). I combustori delle Microturbine a gas dovranno, allora, non solo risolvere le principali problematiche di cui sono affetti (tra cui ricordiamo le non trascurabili perdite di calore attraverso le pareti) ma dovranno confrontarsi anche con tali esigenze ambientali. Le esigenze funzionali di un combustore per Microturbina sono simili a quelle di un convenzionale combustore di turbina a gas. Queste includono:

- ❖ elevata efficienza di combustione in senso largo (nelle perdite imputate alla combustione viene considerata anche la potenza termica persa attraverso le pareti della camera);
- ❖ accensione affidabile e non brusca in qualunque condizione ambientale;
- ❖ ampi limiti di stabilità della fiamma;
- ❖ assenza di pulsazioni di pressione ed altre manifestazioni di instabilità;
- ❖ basse perdite di pressione;
- ❖ distribuzione della temperatura in uscita il più possibile uniforme, in modo da massimizzare la vita delle pale della turbina;
- ❖ basse emissioni di specie inquinanti;

- ❖ bassi costi e semplice manutenzione;
- ❖ forma e dimensione compatibile con quelle del motore;
- ❖ lunga durata;
- ❖ possibilità di utilizzare diversi tipi di combustibile.

Comunque gli ostacoli per soddisfare tali esigenze sono differenti per un combustore di Microturbina a gas. Un combustore di Microturbina è molto limitato da inadeguati tempi di residenza, necessari affinché si abbia una combustione completa e da elevate aliquote di energia termica perse attraverso lo scambio con l'ambiente. Infatti, siccome i tempi delle reazioni chimiche non scalano con il volume del combustore, la realizzazione di un'ottima conversione energetica è condizionata da un più piccolo tempo di attraversamento del flusso gassoso nel combustore. A tutto ciò si deve aggiungere la problematica riguardante la possibilità che questi combustori siano in grado di bruciare anche combustibili con basso potere calorifico, come quelli derivanti dalla gassificazione di rifiuti solidi urbani e biomasse.

1.5.4 Metodi per ridurre le emissioni

In tutto il mondo le leggi che tutelano l'ambiente pongono limiti sempre più rigidi sulle emissioni dei sistemi energetici che si basano sulla combustione. I principali inquinanti prodotti da tali sistemi, e dunque anche dalle turbine a gas, sono il *soot*, gli idrocarburi incombusti (UHC), il monossido di carbonio (CO), gli ossidi di azoto (NO_x), gli ossidi di zolfo (SO_x) e il biossido di carbonio (CO₂). Gli effetti dannosi del CO e degli NO_x sulla vita animale e vegetale sono stati ampiamente dimostrati. Le emissioni di soot sono indesiderate perché contaminano l'ambiente e perché sono risultate essere cancerogene. Gli ossidi di zolfo, principalmente SO₂, ed SO₃, possono portare alla formazione di solfuri acidi nell'atmosfera; poiché virtualmente tutto lo zolfo presente nel combustibile si ossida in SO_x, l'unica strada per controllare questo tipo di emissioni è il trattamento in raffineria del combustibile.

La riduzione delle emissioni di CO₂ responsabile dell'effetto serra, può essere ottenuta in diversi modi:

- ❖ con l'aumento dell'efficienza dei sistemi di produzione di energia (sia mediante il miglioramento dei rendimenti delle macchine sia con l'adozione della cogenerazione);
- ❖ con la *decarbonizzazione* del combustibile;
- ❖ con l'utilizzo di combustibili alternativi ottenuti dalla gassificazione di biomasse e rifiuti solidi urbani.

Attualmente la ricerca è impegnata nello sviluppo di tecnologie in grado di ridurre drasticamente le emissioni di ossidi di azoto (al di sotto delle 10 ppm). Il meccanismo cinetico di formazione degli NO_x è fortemente influenzato dalla temperatura: più questa è elevata maggiore è la quantità di ossidi di azoto che si produce. Per controllare tale tipo di inquinanti è, dunque, necessario tagliare i picchi di temperature; nei combustori tradizionali, in cui la combustione è di tipo diffusivo, si riesce a ridurre di 100-200 gradi tali picchi mediante l'iniezione di vapore d'acqua. Tuttavia questa tecnica influisce negativamente sulle emissioni di monossido di carbonio, che tendono ad aumentare.

Pertanto, nel seguito viene effettuata un'analisi sui sistemi di combustione adottati nelle MTG, in maniera tale da comprendere meglio quali siano i metodi utilizzati per risolvere questi problemi andando a considerare anche quelli dovuti alla combustione su microscala.

L'obiettivo è sempre quello di poter realizzare un facile e ampio campo di accensione, alta efficienza della combustione e minima formazione di gas inquinanti. Poiché alcune di queste richieste possono dar luogo a situazioni di "**trade-off**", il risultato finale sarà una situazione di compromesso. Come è ben noto, ad esempio, la formazione degli ossidi di azoto hanno un andamento non in linea con quello del monossido di carbonio e degli idrocarburi incombusti. Molte strategie sono state considerate al fine di ridurre l'emissione di sostanze inquinanti, vale a dire trattamento successivo allo scarico (SCR), e più nuovi processi di combustione (combustione catalitica). Le innovative strategie di combustione hanno lo scopo di ridurre le temperature di reazione nello sforzo di minimizzare gli NO_x termici, ma anche condurre ad una diminuzione di emissioni di CO. Un metodo è quello di utilizzare una geometria variabile per adeguare la percentuale di aria entrante nella zona di

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas

combustione primaria: ad alte pressioni grandi quantità di aria sono impiegate per minimizzare la formazione di polveri sottili e ossidi di azoto; a basse pressioni il flusso di aria primaria è introdotto parzialmente, incrementando così il rapporto combustibile/aria e riducendo le emissioni di CO e HC. Un altro approccio è di utilizzare zone separate di combustione (staged combustion), ognuna progettata specificatamente per ottimizzare le prestazioni della combustione con una propria separata alimentazione di aria-combustibile. Un tipico combustore anulare a stadi fig.I.31 ha una zona primaria che opera con un rapporto di equivalenza di circa 0.8 per ottenere alti rendimenti di combustione e minimizzare la produzione di CO e HC. La zona primaria fornisce tutto l'incremento di temperatura necessario a basse potenze e agisce come una fiamma pilota per la zona di combustione principale, che è alimentata con una miscela premiscelata di aria e combustibile. A pieno carico entrambe le zone dovrebbero essere alimentate con combustibile con un basso rapporto di equivalenza (0.6) per minimizzare le emissioni di NO_x e fumo. Con una combustione a stadi è necessario ottimizzare la distribuzione di combustibile mentre con geometria variabile è la distribuzione di aria che deve essere studiata in maniera ottimale.

Il **combustore catalitico** è un'altra possibile soluzione per avere una diminuzione degli NO_x. In questo caso il combustibile è prevaporizzato e premiscelato con l'aria con un piccolo rapporto di equivalenza e poi la miscela è inviata attraverso un reattore catalitico. Il risultato è una miscela povera di combustibile che normalmente è fuori dai limiti di infiammabilità. Di conseguenza la temperatura è molto bassa con bassa formazione di NO_x.

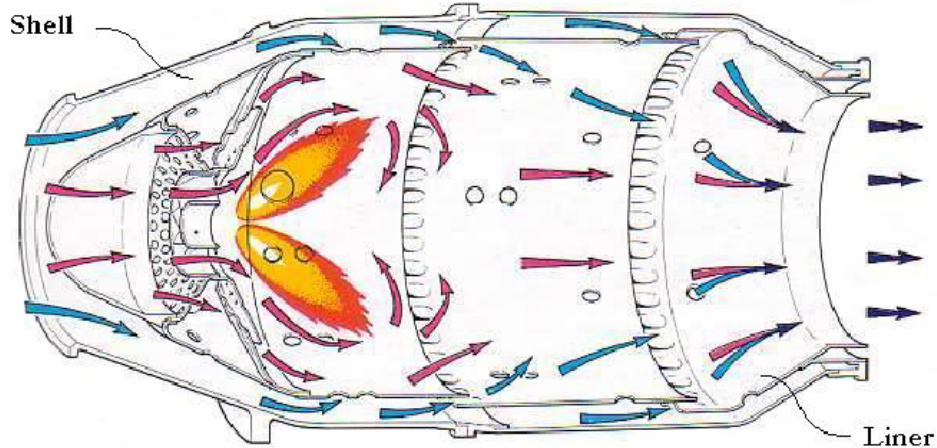


Fig.I.30. Tipico flusso di aria e combustibile in un combustore diffusivo.

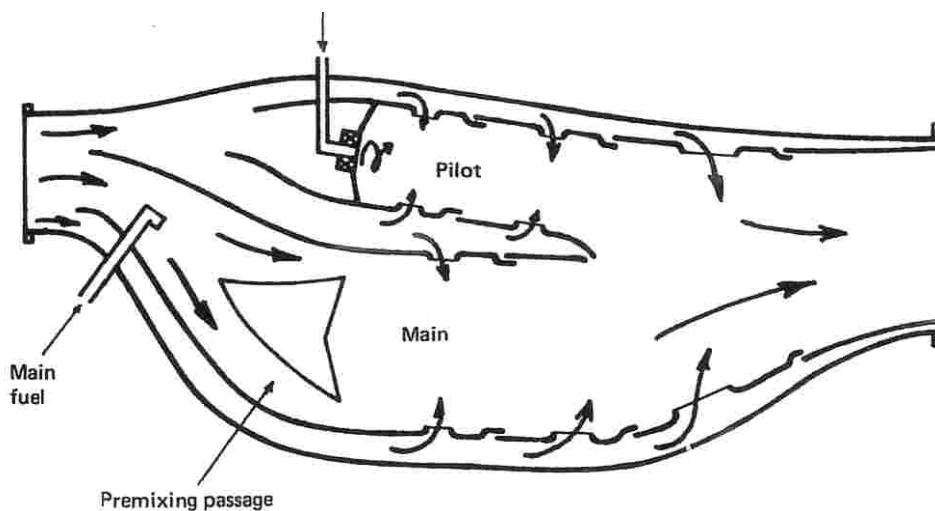
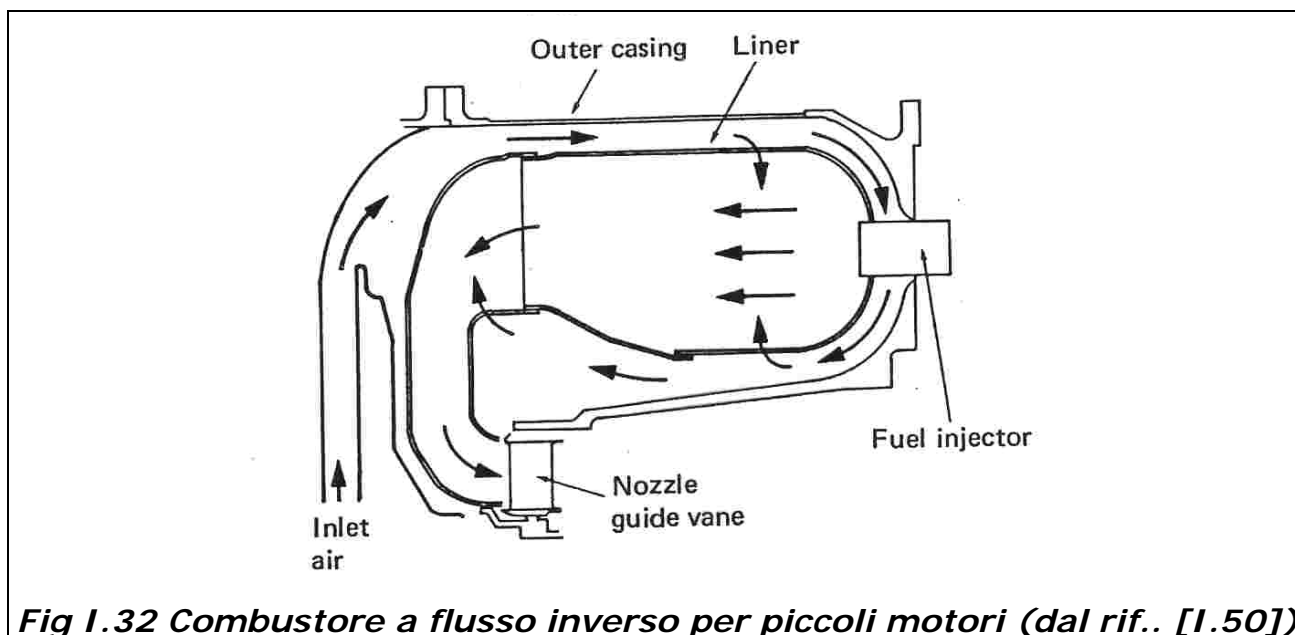


Fig. I.31 Combustore a due stadi anulare (dal rif.. [I.50])

In aggiunta, anche la grandezza del motore deve essere considerata nel progetto di un combustore: nei piccoli motori con alta velocità dell'albero il combustore è infatti usualmente di tipo anulare **"annular reverse -flow"** (fig.I.32). Questo combustore ha la caratteristica che le prime due scanalature per il film cooling nel liner scaricano aria nella direzione in controcorrente. I principali vantaggi sono alta efficienza del volume di combustione e facile manutenzione. La pratica di progettare zone primarie con una miscela povera (con l'aggiunta di aria) è rivolta a diminuire la temperatura di fiamma e quindi la produzione di NOx. In questo modo però si induce un incremento di emissioni di CO e HC. D'altro canto anche l'eccesso di combustibile, come l'eccesso di aria, produce basse temperature di fiamma evitando zone calde e

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas
simultaneamente la bassa disponibilità di ossigeno riduce la formazione degli
NOx.



Utilizzando l'ultimo approccio sono stati sviluppati alcuni combustori con bassi NOx. Il problema è di cercare di spostare i prodotti da un combustibile ricco ad uno povero per corrette condizioni di ingresso in turbina. In questo passaggio il limite è di avere un tempo sufficientemente lungo per l'ossidazione delle specie CO e HC. Il combustore **RQL** (Rich burn- quick mix-lean burn) fig. I.33 e I.34 è basato, in una primo stadio della combustione, sulla tecnica di bruciare il combustibile lontano dalle condizioni stechiometriche, in modo da evitare la produzione di NOx termici seguendo i criteri descritti sopra.

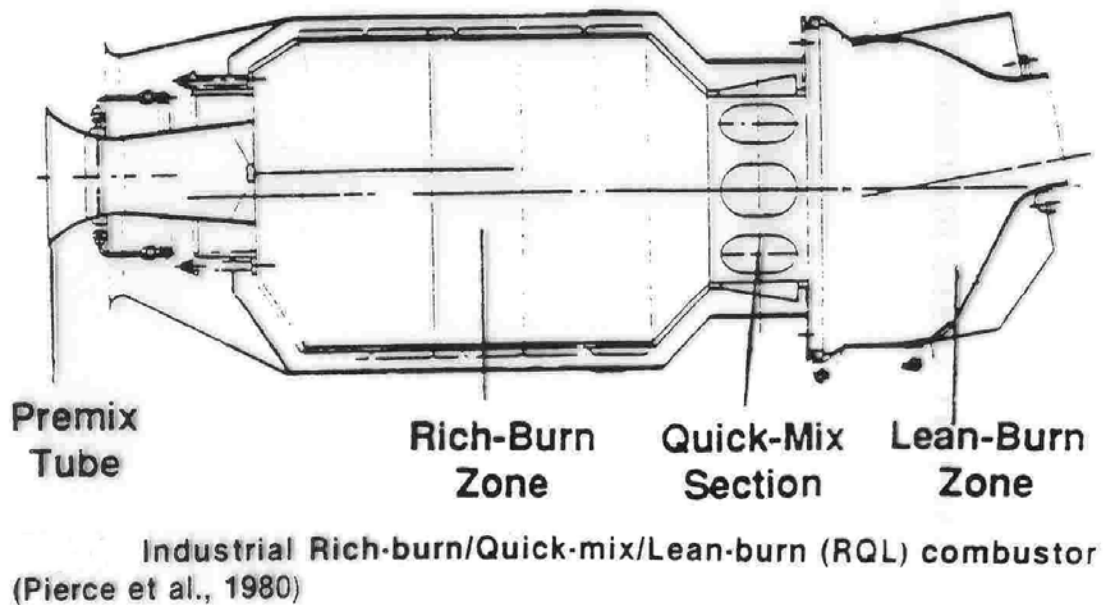


Fig. I.33 Layout di un combustore RQL (da rif [I.51])

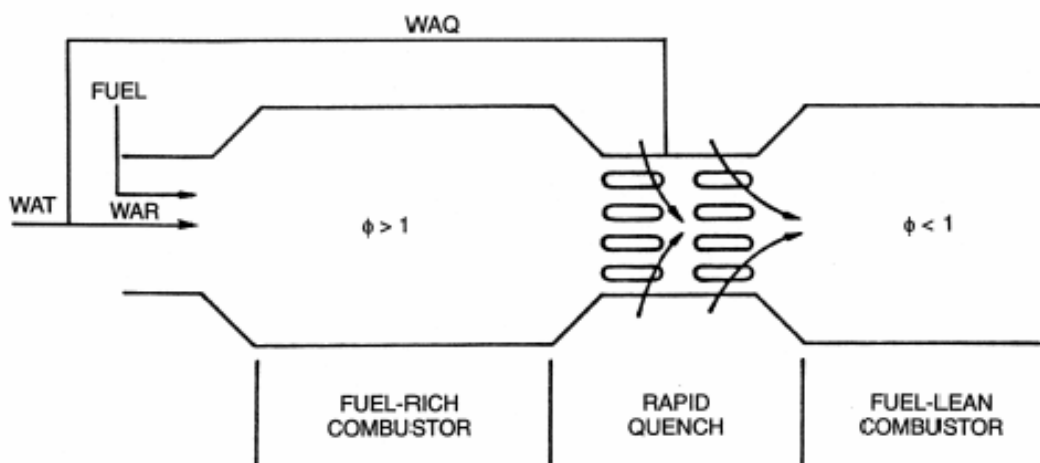


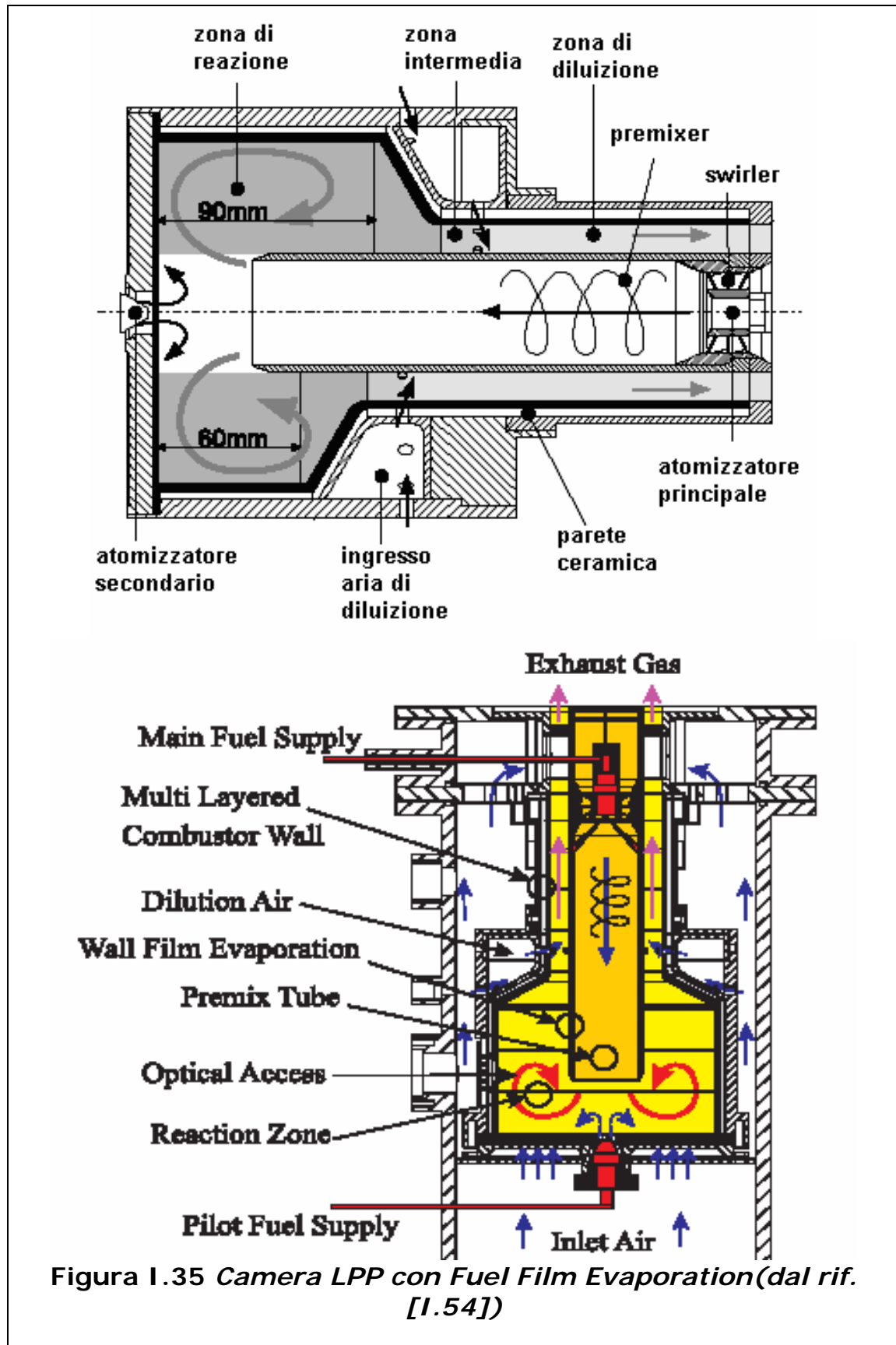
Fig. I.34 Distribuzione di combustibile ed aria in un combustore RQL (dal rif. [I.52])

La CO e gli idrocarburi incombusti generati nella zona ricca saranno ossidati nella zona povera. Il passaggio da una combustione ricca ad una povera è ottenuto tramite l'introduzione di un getto di aria che diluisce la miscela nella seconda regione (**quick mix o quench zone**). In questo modo il funzionamento del combustore è fortemente influenzato dall'efficienza della diluizione della penetrazione del getto nella fase **quench** ed è quindi necessario un progetto ottimizzato della geometria del combustore.

Le camere di combustione di ultima generazione (denominate **dry low NOx**) puntano alla riduzione degli ossidi di azoto mediante l'utilizzo di una

Capitolo I : Stato dell'arte delle micro-turbine a gas combustione più omogenea, senza l'iniezione di vapore. In questo tipo di combustori si adottano *rapporti di equivalenza Φ* al bruciatore compresi tra 0.55 e 0.75, dunque nel campo delle miscele povere. La possibilità di impiegare dosature magre è legata al livello della miscelazione che si riesce ad ottenere prima che aria e combustibile raggiungano la zona di reazione. In definitiva la tendenza attuale è di abbandonare la combustione diffusiva a vantaggio di quella premiscelata. Combustori di questo tipo vengono denominati ***lean premixed*** (LP) se utilizzano combustibili gassosi, ***lean premixed prevaporized*** (LPP) se utilizzano combustibili liquidi. La combustione povera premiscelata consente di contenere le temperature massime a valori sufficientemente bassi da ridurre le emissioni di NOx. Tuttavia questo tipo di combustione presenta problematiche legate all'accensione del combustibile, alla stabilità della fiamma, nonché alla formazione della miscela nei condotti di premix ed a fenomeni di ritorno di fiamma negli stessi condotti. Nelle LPP si pone anche la problematica della vaporizzazione (prima del miscelamento) del combustibile. Per garantire l'accensione della miscela in questo tipo di combustori è possibile adottare una candeletta o una piccola fiamma pilota a diffusione "pilot" (in modo da creare una zona della camera in cui la miscela è praticamente stechiometrica).

Al *pilot*, tuttavia, non può essere mandato più del 10% del combustibile totale (pena il decadimento delle prestazioni del combustore in termini di emissioni di ossidi di azoto). Per stabilizzare la fiamma (mediante la creazione di un moto di ricircolo) e garantire un buon miscelamento tra combustibile e aria si adottano uno o più *swirler*. Attualmente sono in fase di sperimentazione combustori LPP per Microturbine a gas che adottano una tecnica particolare per la vaporizzazione del combustibile, denominata *fuel film evaporation* [I.53]. Il combustibile iniettato dall'atomizzatore principale forma un sottile strato (film) sulle pareti del condotto di premix (fig. I.35); il calore necessario alla vaporizzazione del film di combustibile viene fornito dai prodotti stessi della combustione, che riscaldano i condotti di premix fluendo sulla loro superficie esterna.



I.5.5 Il combustore della MTG da 100 kW dell' Ansaldo Ricerche

La scelta della camera di combustione di una Microturbina a gas è dettata da esigenze sia impiantistiche sia di carattere ambientale (con particolare riguardo alle emissioni di NO_x). Al momento le maggiori case costruttrici di MGT adottano combustori appartenenti alla classe dei *lean premixed* (sia tubolari che anulari). Questa tipologia di camere garantisce una maggiore semplicità all'impianto e una sua più facile manutenzione, provvedendo al controllo degli ossidi di azoto senza l'impiego dell'iniezione di vapore.

L'Ansaldo ha adottato, per la Microturbina da 100 kWe, in sviluppo presso il suo centro di ricerche di Genova, una camera di combustione *lean premixed* tubolare (fig. I.36 e fig.I.37). La scelta della forma tubolare consente una migliore connessione della camera di combustione con lo scambiatore di calore rigenerativo [I.55]. Il bruciatore di questo combustore consta di due parti: una linea premiscelata esterna (*main*) ed una diffusiva interna (*pilot*). Nelle condizioni di pieno carico ed alimentazione a gas naturale si prevede un rapporto di equivalenza complessivo al bruciatore pari a 0,52. Come si vede dalla figura lo swirler è stato posizionato prima degli iniettori principali; questo tipo di configurazione garantisce una minore tendenza al fenomeno del **flashback** e un buon grado di miscelamento di aria e combustibile [I.56].

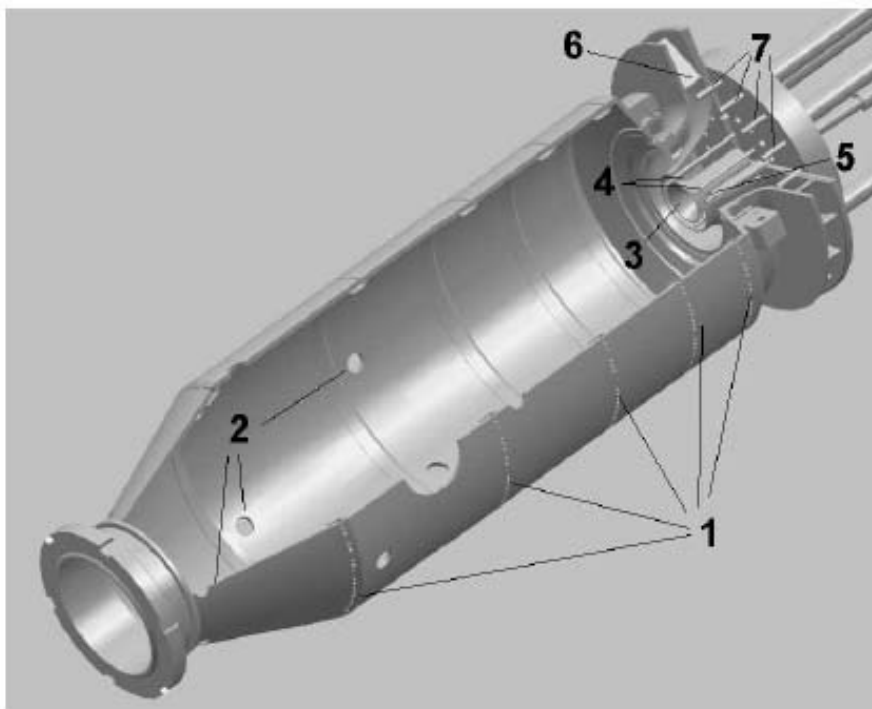
Il progetto di questo combustore è basato su due step: l'analisi con alimentazione con gas naturale e successivamente l'ottimizzazione del progetto per un eventuale alimentazione con combustibili non convenzionali.

Si pone dunque l'esigenza di studiare le possibilità di funzionamento di tale camera di combustione, sia al variare del combustibile che delle condizioni di funzionamento, mediante dei modelli numerici. Negli ultimi anni si è riscontrato un crescente interesse nei riguardi della possibilità di risolvere problemi di fluidodinamica all'interno delle macchine adoperando la cosiddetta *fluidodinamica computazionale* (CFD). Tale interesse è dovuto a considerazioni di vario genere:

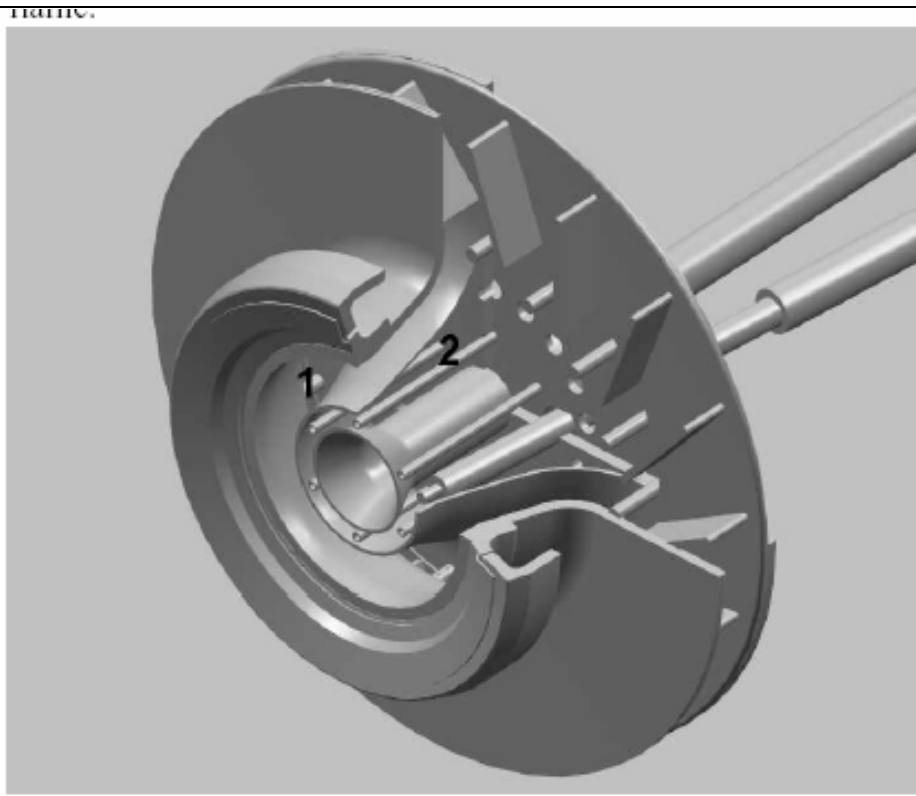
-il basso costo raggiunto dalle simulazioni numeriche rispetto al costo crescente delle indagini sperimentali;

-la rapidità e la semplicità nel valutare gli effetti della variazione di alcuni parametri;

-la difficoltà in taluni casi di effettuare una analisi sperimentale accurata e completa del fenomeno. A tal proposito Tuccillo R. e Cameretti M.C.[I.57-58] focalizzano l'attenzione sul primo passo dello sviluppo del combustore e sui principali criteri di progetto sia per il bruciatore che per il sistema di raffreddamento del liner. È stata utilizzata sia un'analisi numerica 2D che 3D utilizzando due modelli di turbolenza, k-epsilon e Reynolds Stress Model. È possibile osservare che i risultati dello modello di turbolenza standard k-epsilon differiscono considerevolmente da quelli RSM.



(a)



(b)

Fig. I.36. Prototipo del combustore tubolare dell'Ansaldo (a) e dettagli dei canali in ingresso(b) (dal rif. [I.59])

Bibliografia Capitolo I

- [I.1] Rodgers, C., 2001, "Microturbine Cycle Options". ASME Paper 2001-GT-0552
- [I.2] Phi V. M., Mauzey J.L., McDonell V.G., Samuelsen G.S., 2004, "Fuel Injection and Emissions Characters of a Commercial Microturbine Generator", ASME paper 2004-GT-54039
- [I.3] Rodgers C., 2005, "Conceptual Engine Design Study for a 400 kWe ICR Turbogenerator", ASME paper 2005-GT-68043.
- [I.4] Isomura K., Murayama M., Kawakubo T. , 2001, "Feasibility Study of a Gas Turbine at Micro Scale," ASME Paper, 2001-GT-0101.
- [I.5] Spadaccini C. M., Lee J., Lukachko S., Waitz I. A., Mehra A., Zhang X., 2002, "high power density silicon combustion systems for micro gas turbine engines", ASME paper 2002-GT-30082
- [I.6] Haldeman C.W., O'Brien J.P., Opdyke G et al., 2002, "Low emission combustion turbine experiments with supercritical fuels" , ASME paper 2002-GT-30587
- [I.7] Epstein A.H., 2003, "Millimeter-Scale MEMS Gas Turbine Engines", ASME paper 2003-GT-38866
- [I.8] Kang S., Johnston J.P., Arima T., 2003, "Micro-Scale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance", ASME paper 2003-GT-38933
- [I.9] Gong, Sirakov, Epstein, Tan, 2004, "aerothermodynamics of micro-turbomachinery", ASME paper 2004-GT-53877
- [I.10] Peirs, J, Reynaerts, D., Verplaetsen,, F., Norman, F. and Lefever, S., 2003, "Development of a Micro Gas Turbine for Electric Power Generation", proc. of MME 2003, pp. 215 – 218.
- [I.11] Shuji Tanaka¹,, Takashi Yamada¹, Shinya Sugimoto¹, Jing-Feng Li^{2,4} and Masayoshi Esashi³, 2003, "Silicon Nitride Ceramic-Based Two-Dimensional Microcombustor", in Journal of Micromechanics and Microengineering, vol. 13, pp. 502-508.
- [I.12] Nagashima, T. et al., 2005 "Lessons Learnt from the Ultra-Micro Gas Turbines Development at University of Tokyo", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.

- [I.13] Nagashima, T., Teramoto, S., Kato C., Yuasa S., 2005 "Aero-thermal Research Particulars in Ultra-Micro Gas Turbines", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [I.14] Nagashima, T., Okamoto K., Ribaud, Y., 2005 "Cycles and Thermal System Integration Issues of Ultra-Micro Gas Turbines", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [I.15] Tuccillo, R., 2005, "Performance and Transient Behaviour of MTG based Energy Systems", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", RTO-MP-AVT-131.
- [I.16] Elmegaard, B., Qvale, B., 2002, "Analysis of indirectly fired gas turbine for wet biomass fuels based on commercial micro gas turbine fired data", ASME paper 2002-GT-30016.
- [I.17] Chiaramonti D., Riccio G., Martelli F., 2004, "Preliminary Design and Economic Analysis of a Biomass Fed Micro-Gas Turbine Plant for Decentralised Energy Generation in Tuscany", ASME paper 2004-GT-53546
- [I.18] Bohn D., Lepers J., 2003, "Effects of Biogas Combustion on the Operation Characteristics and Pollutant Emissions of a Micro Gas Turbine", ASME paper 2003-GT-38767
- [I.19] Fantozzi F., Di Maria F. , Desideri U., 2002, "Integrated Micro-turbine and Rotary-Kiln Pyrolysis System as a Waste to Energy Solution for a Small Town in Central Italy – Cost Positioning and Global Warming Assessment – " , ASME paper 2002-GT-30652
- [I.20] Rodgers C., 2003, "Some Effects on the Performances of Small Gas Turbines", ASME paper 2003-GT-38027.
- [I.21] Benini E., Toffolo A., Lazzaretto, 2003, " Centrifugal Compressor of a 100 kW Microturbine":
- a. Part 1 — Experimental and Numerical Investigations on Overall Performance, ASME paper 2003-GT-38152
 - b. Part 2 — Numerical Study of Impeller-Diffuser Interaction, ASME paper 2003-GT-38153

c. Part 3 — Optimization of Diffuser Apparatus, ASME paper 2003-GT-38154

- [I.22] Rodgers C., 2005, "Radial Turbines-Blade Number and Reaction Effects", ASME paper 2000-GT-456.
- [I.23] McKee R.J., Gernentz R.S., Hollingsworth J.R. et al., 2004, "A Novel Centrifugal Flow Gas Turbine Design", ASME paper 2004-GT-53063
- [I.24] McDonald C.F., Recuperator Consideration for Future Higher Efficiency Microturbine", Journal of Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1463–1487.
- [I.25] Kesseli J., Wolf et. Al., 2003, "Micro, Industrial, and Advanced Gas Turbines Employing Recuperators", ASME paper 2003-GT-38938
- [I.26] McDonald, C.F., 1972, Gas Turbine Recuperator Technology Advancements", ASME Paper 72-GT-32
- [I.27] McDonald, C.F., 1996b, "Heat Exchangers for Very Small Gas Turbines", Intl. Journal of Turbo and Jet Engines, Vol. 13, No.4. pp 239-261
- [I.28] McDonald, C. F., 1997, " Ceramic Heat Exchangers-The Key to High Efficiency in Very Small Gas Turbines", ASME Paper 97-GT-463.
- [I.29] McDonald, C. F., 1999, "Emergence of Recuperated gas Turbines for Power Generation", ASME Paper 99-GT-67
- [I.30] McDonald, C. F., 2000, "Low Cost Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines", ASME Paper 2000-GT-0167.
- [I.31] [1] Treece B., Vessa P., McKeirmann R., 2002, "Microturbine Recuperator Manufacturing and Operatine Experience" ASME paper 2002-GT-30404.
- [I.32] [2] Chiang H.D., Wang C.H., Hsu C., 2004, "Performance Testing of a Microturbine Generator Set with Twin Rotating Disk Regenerators", ASME paper 2004-GT-53467
- [I.33] [3] Phi V. M., Mauzey J.L., McDonell V.G., Samuelsen G.S., 2004, "Fuel Injection and Emissions Characters of a Commercial Microturbine Generator", ASME paper 2004-GT-54039

- [I.34] [4] Rodgers C., 2005, "Conceptual Engine Design Study for a 400 kWe ICR Turbogenerator", ASME paper 2005-GT-68043.
- [I.35] [5] Elmegaard, B., Qvale, B., 2002, "Analysis of indirectly fired gas turbine for wet biomass fuels based on commercial micro gas turbine fired data", ASME paper 2002-GT-30016.
- [I.36] Maziasz P. J. , Swindeman R. W. , 2001, " Selecting and Developing Advanced Alloys for Creep-Resistance for Microturbine Recuperator Applications", ASME Paper 2001-GT-0541
- [I.37] Utriainen E. , Sundén B. , 2001, "A Comparison of Some Heat Transfer Surfaces for Small Gas Turbine Recuperators", ASME Paper 2001-GT-0474
- [I.38] Pin B. A. , Swindeman R. W. , More K. L. , Tortorelli P. F. , 2001, "Materials Selection for High Temperature (750–1000°C) Metallic Recuperators for Improved Efficiency Microturbines", ASME Paper 2001-GT-0445
- [I.39] Thompson B. E. , Floryan J. M. , Nolan R. E. , Osgood S. J. , 2001, "Enhanced Heat Transfer for Micro-Turbine Recuperators", ASME Paper 2001-GT-0494
- [I.40] Lagerström G., Xie M., 2002, "High performance & cost effective recuperator for micro-gas turbines", ASME paper 2002-GT-30402
- [I.41] Takase K., Furukawa H., 2002, "A preliminary study of an inter-cooled and recuperative microgasturbine below 300 kW", ASME paper 2002-GT-30403
- [I.42] Antoine H., Prieels L., 2002, "The active spiral recuperator for gas turbine engines", ASME paper 2002-GT-30405
- [I.43] Proeschel R.A., 2002, "Proe 90™ recuperator for microturbine applications", ASME paper 2002-GT-30406
- [I.44] Iki N., Furutani H. Takahashi S., 2002, "Conceptual investigation of a small reheat gas turbine system", ASME paper 2003-GT-38473
- [I.45] Kang K., McKeirnan, 2003, "Annular recuperator development and performance test for 200 kW turbine", ASME Paper, 2003-GT-38522
- [I.46] Wilson D.G., 2003, "Regenerative heat exchangers for microturbines and an improved type", ASME Paper, 2003-GT-38871
- [I.47] Traverso A., Zanzarsi, Massardo A.F. , 2004, "CHEOPE: A tool for the optimal design of compact recuperators", ASME paper 2004-GT-54114
- [I.48] Iki, Takahashi, Furutani, 2004, "Performance of a small reheat gas turbine system as a cogeneration" ASME paper 2004-GT-53837
- [I.49] McDonald C.F., Recuperator Consideration for Future Higher Efficiency Microturbine", Journal of Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1463–1487.

- [I.50] Lefebvre, A.H., 2000, "Gas Turbine Combustion", ed. Taylor & Francis
- [I.51] Isomura, K., Tanaka, S., Togo S., Kanebako H., 2005 "Development of Micromachine Gas Turbines at Tohoku University", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [I.52] T.J. Rosfjord and F.C. Padgett, 2001, "Experimental Assessment of the Emissions Control Potential of a Rich/Quench/Lean Combustor for High Speed Civil Transport", NASA/CR—2001-210613
- [I.53] Walsh C., An L., Kapat J.S., Chow L. C., 2002 "Feasibility of a High Temperature Polymer-derived-Ceramic Turbine Fabricated through Micro-Stereolithography," ASME Paper, 2002-GT-30548.
- [I.54] O. Liedtke, A. Schulz, and S. Wittig, 2003, "Emission Performance of a Micro Gas Turbine LPP-Combustor With Fuel Film Evaporation", ASME paper GT2003-38697
- [I.55] Van den Braembussche, R.A., 2005, "Micro Gas Turbines – a short survey of design problems", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [I.56] Isomura K., Murayama M., Kawakubo T. , 2001, "Feasibility Study of a Gas Turbine at Micro Scale," ASME Paper, 2001-GT-0101.
- [I.57] Tuccillo R., Cameretti, M.C., 2005, "Combustion And Combustors for MGT Applications", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", March 2005 RTO-MP-AVT-131.
- [I.58] Cameretti, M.C., and Tuccillo, R, 2004, "Comparing Different Solutions for the Micro-Gas Turbine Combustor", ASME paper GT-2004-53286
- [I.59] Parente J.,Giulio M.,Anisimov V., Croce G., 2004, "Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design and CFD Analysis", ASME paper GT2004-54247
- [I.60] Campanari, Macchi E., 2003, "Technical and Tariff Scenarios Effect on Microturbine Trigenerative Applications", ASME paper 2003-GT-38275

- [I.61] Campanari, Boncompagni, Macchi E., 2002, "Microturbines and trigeneration: optimization strategies and multiple engine configuration effects", ASME paper 2002-GT-30417
- [I.62] "Analisi Termofluidodinamica dell'Impianto e dei Componenti" Sistemi di produzione di energia elettrica da combustibili fossili ad emissioni fortemente ridotte di biossido di carbonio". A cura di Giovanni Lozza.
- [I.63] Pontecorvo A., "Studio di una Microturbina a Gas per Sistemi Cogenerativi ed Ibridi", Tesi di dottorato, 2005, Federico II Napoli

Capitolo II

Il campo operativo della micro-turbina a gas

II.1 Introduzione

In questi anni, come già asserito nel capitolo precedente, il concetto di generazione distribuita di energia elettrica ha preso sempre più piede rispetto a quello di generazione concentrata spinto dal duplice effetto positivo di abbattere le perdite legate al trasporto e permettere un pressoché totale recupero dell'energia termica disponibile allo scarico mediante cogenerazione o trigenerazione. Ne consegue che diverse aziende leader delle turbine a gas di piccola taglia abbiano sviluppato i modelli di microturbina a gas precedentemente esposte.

Del resto, anche se penalizzante da un punto di vista di rendimento globale, un impianto di cogenerazione di piccola taglia che utilizzi una turbina a gas rispetto ad un motore diesel può essere maggiormente versatile per quanto riguarda l'utilizzo di combustibili alternativi, quali derivati da biomasse o da rifiuti solidi urbani. Di contro in genere una turbina a gas risulta penalizzante per quanto riguarda il funzionamento a carico parziale e in condizioni di variazione di carico. In questo capitolo verranno presentate le caratteristiche tecniche della micro turbina a gas progettata dall' Ansaldo Ricerche di Genova, oggetto del presente lavoro di tesi e di diversi lavori presentati in questi anni [II.1-4] , che è stata progettata in modo tale da poter risultare quanto più flessibile e versatile possibile, ed i modelli utilizzati per effettuare una completa analisi del comportamento stazionario dell'impianto nel fuori progetto, al variare sia delle richieste di carico, sia elettrico che termico, che dei combustibili utilizzati.

II.2 la Microturbina a gas dell'Ansaldo: caratteristiche

Le caratteristiche della turbina a gas progettata dall' Ansaldo Ricerche di Genova, progettata per impianti di cogenerazione in caso di generazione distribuita, sono quelle riportate in tabella II.1:

<i>MGT DATA</i>	
Configurazione	monoalbero
Rapporto di pressione	3.9
Rendimento politropico del compressore	0.80
Rendimento politropico della turbina	0.83
Efficienza del rigeneratore	0.877
Temperatura di uscita dal compressore	468 K
Temperatura di ingresso al combustore	905 K
Temperatura di ingresso in turbina	1223 K
Temperatura di uscita dalla turbina	951 K
Temperatura di uscita dal rigeneratore (ciclo completamente rigenerativo)	530 K
Potenza meccanica all'albero	110 kW
Velocità nominale	64000 rpm
Compressore, turbina	Flusso radiale
<i>ENERGETIC PERFORMANCE</i>	
Rated Mechanical Output	110 kW
Rendimento termico	0.340
Temperatura al camino	403 K
Rapporto vapore/aria	0.0573
Potenza termica disponibile all'utilizzatore	108 kW
Fattore di utilizzazione combustibile energia	0.670
Indice di risparmio energetico sul combustibile	23.25 %
Tabella II.1: caratteristiche impianto e dati termodinamici del punto di progetto	

In tabella sono stati riportati anche i dati di progetto riguardanti il funzionamento nel punto nominale, riferiti dall'azienda costruttrice: tali dati hanno costituito ovviamente la base di partenza per l'analisi termodinamica. Viste le dimensioni ridotte, compressore e turbina sono a flusso radiale, il che comporta l'assenza di sistemi di raffreddamento delle pale di turbina, quali il

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas film cooling. Pertanto le temperature in gioco non possono essere eccessivamente elevate: nel punto di progetto la temperatura di ingresso in turbina (T.I.T.) risulta pari a 1223 K e, in generale, questa non può superare i 1300 K. Tale limite tecnologico potrà essere superato con l'adozione di materiali ceramici [II.5-6].

Il compressore ammette alla velocità nominale di 64000 giri al minuto una portata d'aria di 0.808 kg/s. In figura II.1 sono riportati sia il disegno CAD che una fotografia del compressore, mentre in tabella II.2 ne sono stati trascritte le caratteristiche geometriche e fluidodinamiche .

<i>Numero di Pale</i>	<i>22</i>
<i>Altezza della pala in ingresso(mm)</i>	<i>22.41</i>
<i>Raggio in uscita del rotore (mm)</i>	<i>7.537</i>
<i>Altezza del bordo di uscita (mm)</i>	<i>7</i>
<i>Velocità in Uscita del Rotore(m/s)</i>	<i>505</i>
<i>Mach in Uscita del Rotore</i>	<i>1.009</i>
<i>Reynolds in Uscita del Rotore</i>	<i>2.45 *10⁵</i>
Tabella II.2: dati di progetto del compressore	

I rendimenti politropici di compressore e turbina sono rispettivamente 0.80 e 0.83, rispettando lo stato dell'arte di tali turbomacchine.

Analizzando le tabelle fin qui esposte appare evidente che, dati i bassi rapporti di compressione e le temperature non elevate in gioco, assume importanza fondamentale ai fini dell'ottenimento di prestazioni accettabili e confrontabili con quelle dei diretti concorrenti nel mercato della cogenerazione di piccola taglia, la presenza dello scambiatore di calore rigenerativo posto a valle della turbina. Tale rigeneratore, la cui efficienza è in condizioni operative nominali pari all' 87,7%, permette di raggiungere nel punto di progetto un rendimento termico prossimo al 34%. Peculiarità dell'impianto in oggetto è la presenza di una valvola di by pass del rigeneratore che permette, qualora sia necessario, di destinare parte dei gas



Figura II.1 : Compressore radiale, disegno CAD e fotografia

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas
Combusti ad elevata temperatura direttamente allo scambiatore di calore a recupero. E' evidente che tale scelta impiantistica permetta una maggiore versatilità dell'impianto al variare delle richieste, sia termiche che elettriche, dell'utilizzatore finale. Viene pertanto definita in equazione II.1 la frazione di by pass come la frazione di gas combustibili che, all'uscita dalla turbina non va al rigeneratore bensì viene direttamente portata all' HRSG:

$$X_b = 1 - \frac{\dot{m}_{g,R}}{\dot{m}_g} \quad \text{II.1}$$

Tanto maggiore è il valore di x_b tanto peggiori saranno le condizioni operative, come ben chiaro dalla rappresentazione del ciclo termodinamico nel piano entropia-temperatura in figura II.2.

Lo schema dell'impianto è riportato in figura II.3.

Per quanto concerne la camera di combustione, questa è tubolare, del tipo "lean-premixed": tale scelta è stata fatta per contenere le emissioni di NOx senza ricorrere all'immissione di vapore e per avere dimensioni contenute.

Il bruciatore è quindi costituito da due linee di immissione di combustibile separate, la "pilot" (linea diffusiva) e la "main" (linea premiscelata), servite rispettivamente da sei e da diciotto iniettori (figura II.4). Questa configurazione è stata scelta nel tentativo di ottenere una fiamma stabile ed una combustione completa ai diversi regimi di funzionamento previsti per la MTG. La presenza di più iniettori, sia nella linea pilot che in quella main, garantisce una distribuzione del combustibile nella zona primaria più uniforme ed un migliore miscelamento dei getti di aria e combustibile. Altro elemento caratteristico della camera è rappresentato dallo "swirler radiale", che ha il compito di creare la turbolenza necessaria al mescolamento di combustibile ed aria nel condotto "main" (o premixer) e di generare un moto di ricircolo nella zona primaria in grado di sostenere ed ancorare la fiamma [II.1-3,II.7-10].

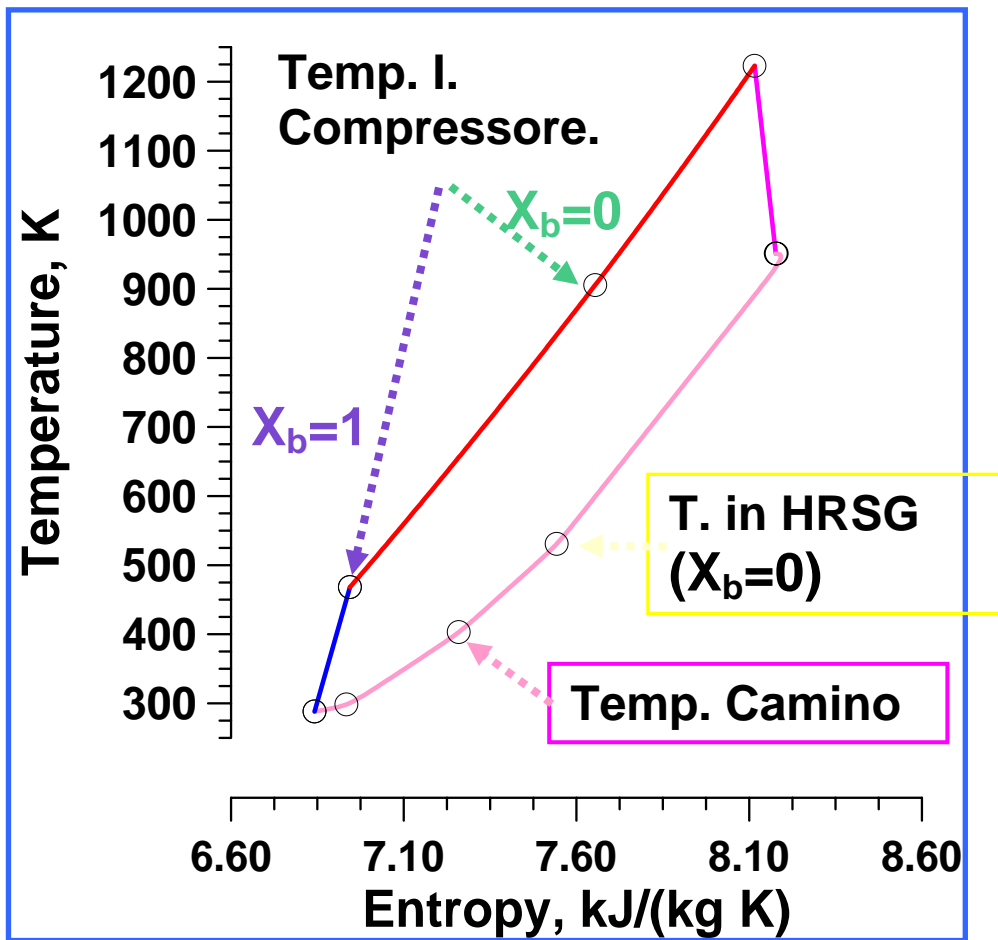


Figura II.2: ciclo termodinamico

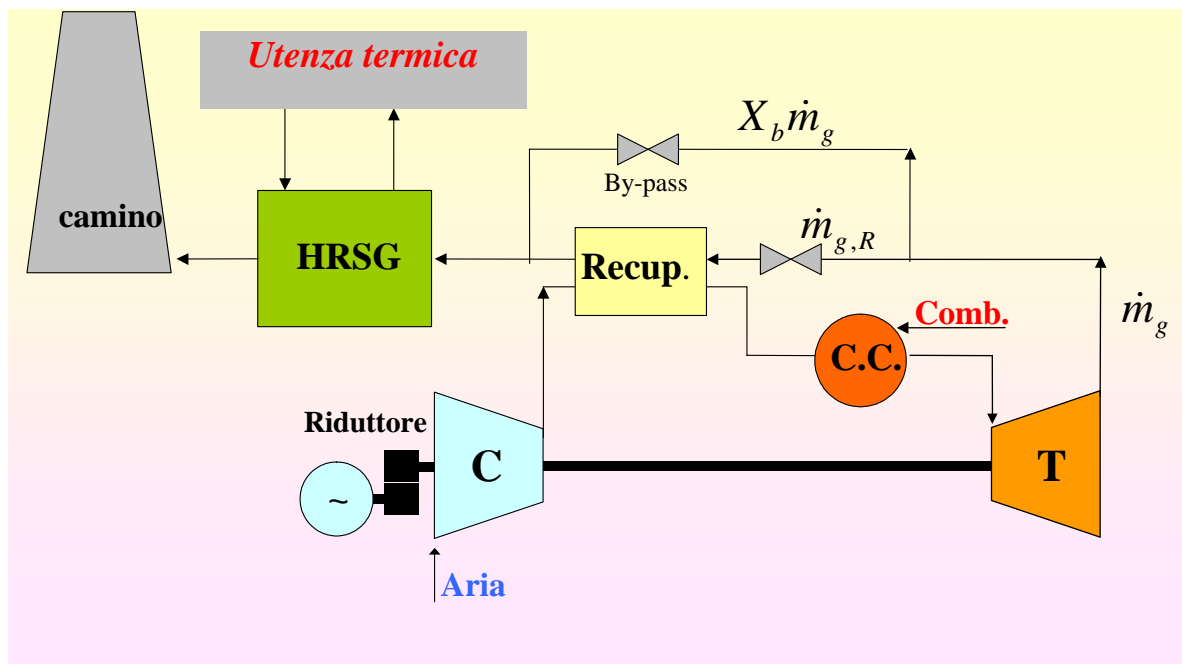


Figura II.3: Schema d'impianto della microturbina a gas

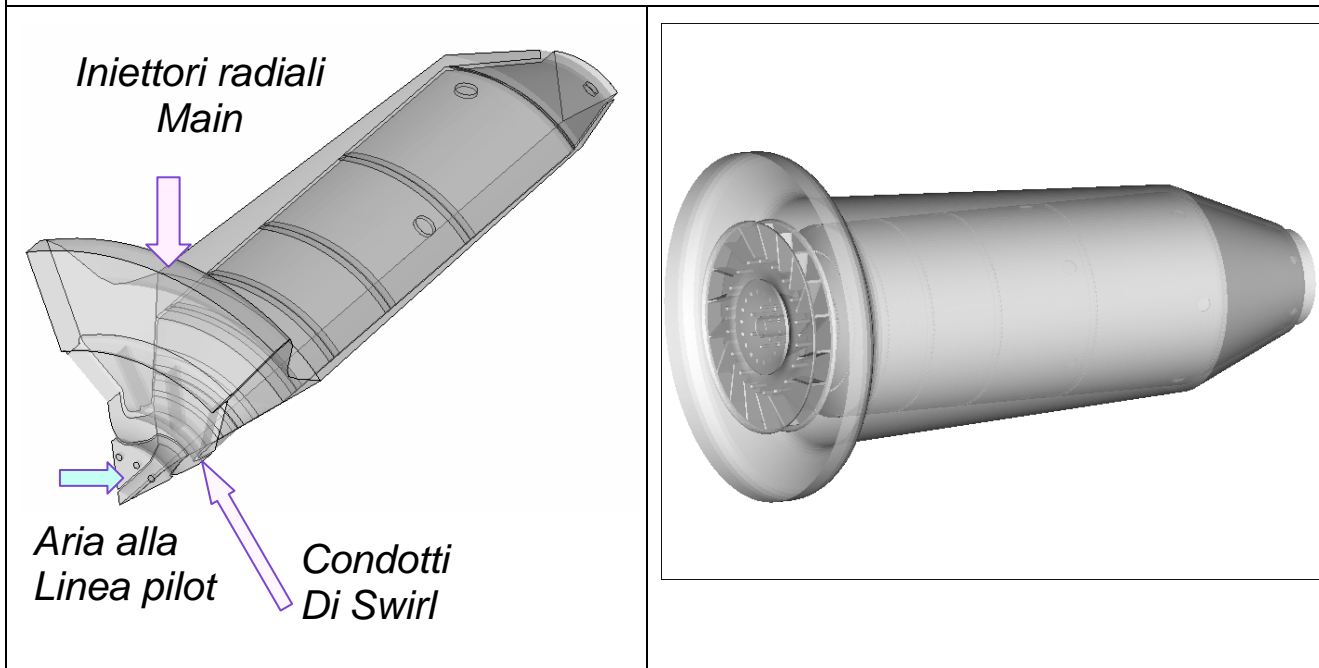


Figura II.4: La camera di combustione dell' Ansaldo

II.3 Analisi Termodinamica: caratteristiche del modello

Anche se una semplice analisi termodinamica risulta spesso insufficiente, non fornendo indicazioni circa le possibilità di adattamento dei componenti alle nuove condizioni operative o circa gli adeguamenti geometrici e funzionali richiesti a ciascuno di essi. Tuttavia lo studio preliminare del ciclo termodinamico della Micro Turbina può dare, almeno nelle condizioni di progetto, delle utili indicazioni sulle prestazioni dell'impianto.

Pertanto un'accurata stima delle proprietà dei fluidi evolventi, in relazione alle caratteristiche del combustibile introdotto, conducono a una stima sufficientemente realistica delle prestazioni e delle emissioni dell'impianto, purché siano assegnati valori appropriati ai parametri operativi (portata di aria e di combustibile, rendimenti interni di compressori e turbine, etc.). A tale previsione concorrono alcuni modelli da tempo messi a punto presso il D.I.M.E. [II.11-12], per la valutazione dell'espansione raffreddata in turbina e delle relative portate d'aria estratte dal compressore. Per quanto riguarda il

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas
calcolo della composizione all'equilibrio e delle relative proprietà termodinamiche di una miscela di gas, si è utilizzato il codice di calcolo denominato CEA (Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications) [II.13].

Il problema dell'equilibrio chimico viene di solito descritto con due formulazioni equivalenti:

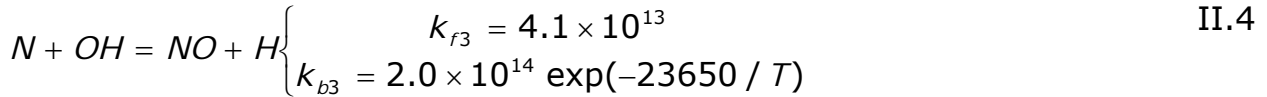
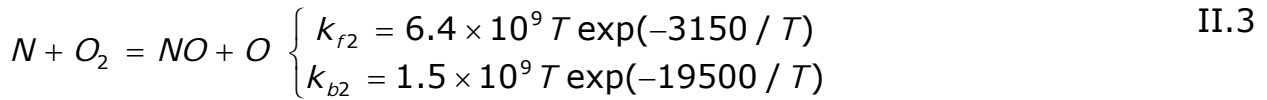
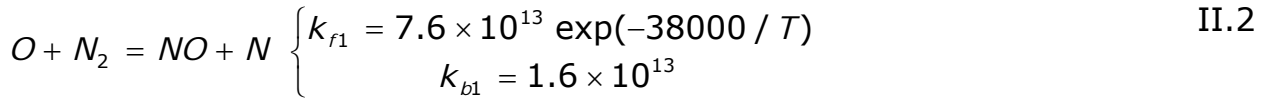
- Costanti di equilibrio
- Minimizzazione dell'energia libera

In alcuni lavori di Zeleznik e Gordon [II.14] si confrontano le due formulazioni. Zeleznik e Gordon mostrano che, se viene adottato un metodo generalizzato di soluzione, le due formulazioni si riducono allo stesso numero di equazioni iterative. Si fa notare che con il metodo della minimizzazione dell'energia libera ogni specie può essere trattata indipendentemente senza quindi specificare a priori un set di reazioni come è invece richiesto dalla formulazione con le costanti di equilibrio.

Pertanto il codice di calcolo CEA utilizza la formulazione sulla minimizzazione dell'energia libera. La condizione per l'equilibrio può essere stimata in termini di alcune funzioni termodinamiche, come la minimizzazione dell'energia libera di Gibbs o Helmotz o la massimizzazione dell'entropia. In particolare se si desidera utilizzare temperatura e pressione per caratterizzare uno stato termodinamico, l'energia di Gibbs è la più facile da minimizzare visto che pressione e temperatura sono le sue variabili naturali. Allo stesso modo la minimizzazione dell'energia di Helmotz viene utilizzata quando lo stato termodinamico è caratterizzato da temperatura e volume (o densità). In tal modo si arriva alla scrittura di un sistema di equazioni le cui incognite sono il numero di moli delle specie presenti in condizioni di equilibrio. Poiché tali equazioni da risolvere per il calcolo della composizione di equilibrio sono non lineari, è necessaria una procedura iterativa, inoltre si introducono delle variabili ausiliarie denominate "moltiplicatori di Lagrange" la cui funzione è esclusivamente quella di trasformare un problema di estremo condizionato (le condizioni sono nel nostro caso rappresentate dai bilanci sulle specie atomiche) in un problema di estremo libero.

Per la risoluzione del sistema così ricavato, si utilizza il metodo di Newton-Raphson per risolvere le correzioni alle stime iniziali di composizione, moltiplicatori di Lagrange e temperatura. Questo metodo consiste nello sviluppare in serie di Taylor troncata al primo ordine le equazioni da risolvere, mediante alcune sostituzioni algebriche è inoltre possibile ridurre sensibilmente rispetto al numero di specie chimiche il numero di equazioni che vengono poi risolte in modo iterativo fino a che le correzioni diventano minori di uno scarto prefissato.

Per quanto riguarda il calcolo delle emissioni di ossido di azoto è utilizzato un modello termo-cinetico di consolidata affidabilità [II.16], basato sul noto meccanismo di Zel'dovich [II.15], che prevede le seguenti reazioni:



Il metodo si basa sull'ipotesi di equilibrio chimico parziale nel senso che le principali specie reagenti sono calcolate in condizioni di equilibrio, mentre quelle che riguardano la formazione di NO si ottengono dalla risoluzione dal seguente sistema di equazioni di cinetica chimica:

$$\frac{dx_i}{dt} = \sum_{k=1}^3 \left[k_{fk} \prod_{j=1}^7 \tilde{x}_j^{\zeta_{fk,j}} - k_{bk} \prod_{j=1}^7 \tilde{x}_j^{\zeta_{bk,j}} \right] \quad (i=1, \dots, 7) \quad \text{II.5}$$

dove gli esponenti $\zeta_{fk,j}$, $\zeta_{bk,j}$ possono essere 1 o 0, a secondo della presenza della jma. specie nella kma. equazione. Tali equazioni sono risolte in funzione del tempo di residenza aggiornando i valori locali di temperatura e le concentrazioni delle specie attraverso il calcolo dell'equilibrio chimico.

Il modello proposto segue l'evoluzione del processo assumendo come variabile indipendente il tempo τ , all'interno di un intervallo di residenza τ_r , che rappresenta il tempo di residenza dei gas all'interno della camera di combustione dopo il processo di combustione primaria. Dai dati di progetto si assume che il tempo di residenza all'interno della camera di combustione per funzionamento del punto nominale sia pari a 25,9 ms.

Tale intervallo è suddiviso in tre frazioni, τ' , τ'' , τ_d , che corrispondono rispettivamente a :

- Permanenza dei gas della combustione nelle tipiche condizioni della combustione primaria, senza ulteriore aggiunta di aria. Ne consegue che il calcolo parte da gas considerati al livello massimo di temperatura, e con una composizione dipendente dal rapporto combustibile/aria adottato per la combustione primaria.
- Fase di combustione secondaria caratterizzata da una aggiunta d'aria che si ipotizza avvenire in un tempo τ'' e dalla permanenza dei gas in condizioni che favoriscano una completa ossidazione, e, quindi, l'eliminazione delle frazioni incombuste.
- Processo di diluizione, caratterizzato da un incremento lineare sia dell'aria che delle altre specie prodotte dalle precedenti combustioni.

Pertanto il modello adottato opera nel dominio temporale, assegnando frazioni determinate del tempo di residenza in ciascuna zona della camera di combustione e le corrispondenti frazioni di aria partecipanti ai processi di combustione primaria e secondaria e alla diluizione finale.

Per tener conto della particolare configurazione del combustore, la produzione di NO_x è stata valutata ipotizzando che la combustione proceda, nella fase primaria, secondo distinti meccanismi per la linea "pilot" e quella "main". Questa combustione, che si potrebbe definire in parallelo, è utile per consentire una valutazione maggiormente aderente alla realtà dell'andamento delle temperature assiali nella prima fase della combustione. Successivamente, dalla fase secondaria in poi, si considera un unico flusso,

Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas risultante dal miscelamento delle correnti provenienti dalle linee premiscelata e diffusiva [II.3]. In figura II.4a è mostrato un tipico andamento dei profili di

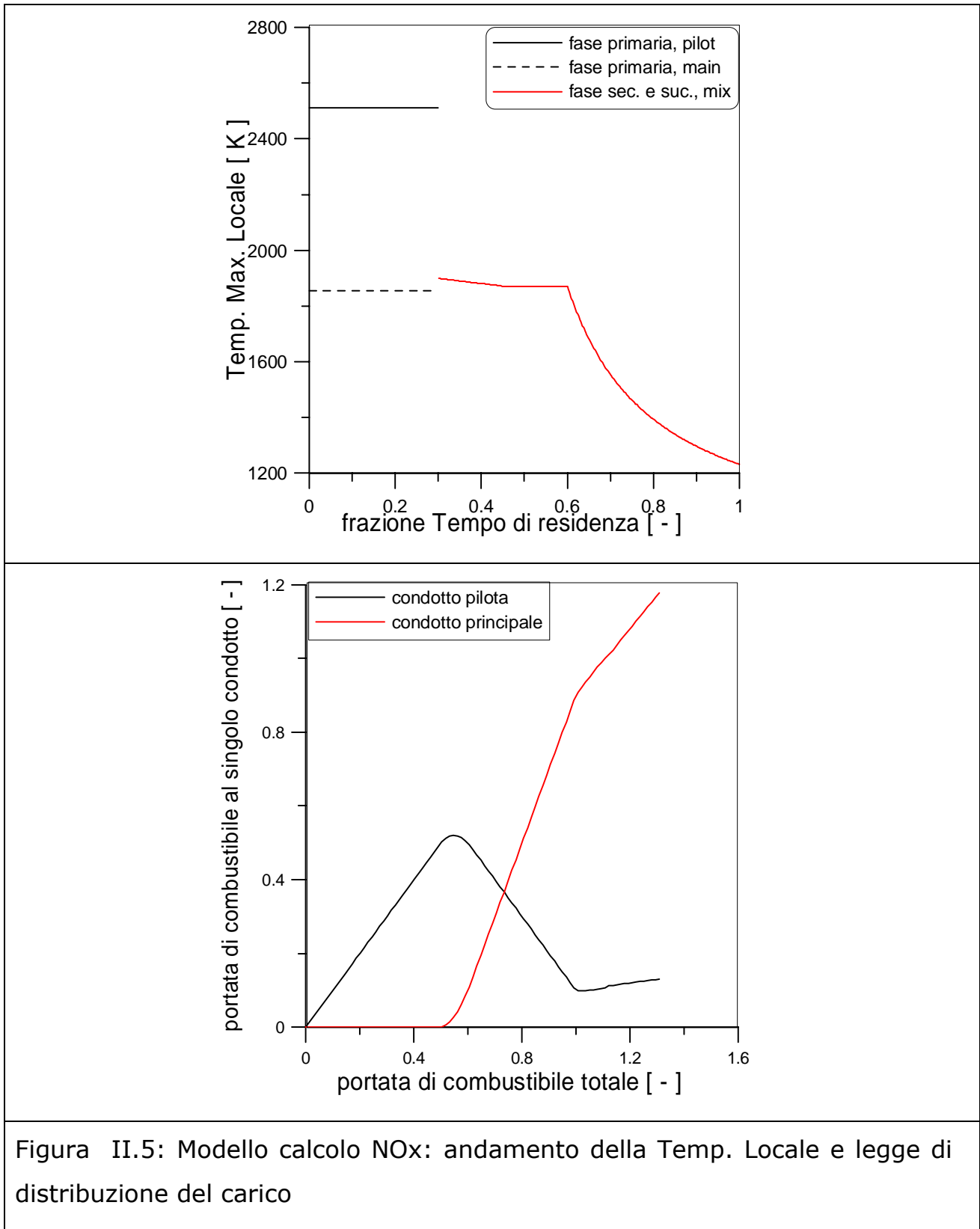


Figura II.5: Modello calcolo NO_x: andamento della Temp. Locale e legge di distribuzione del carico

_____ Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas temperatura nel tempo di residenza, ipotizzando una permanenza dei reagenti nelle due zone primarie descritte pari a circa il 15% del totale. La permanenza della frazione di reagenti ad alta temperatura nella regione primaria "pilot" è la maggiore responsabile della formazione di NO termici. Ulteriore peculiarità è la legge di distribuzione delle portate fra condotto premiscelato e diffusivo, in base alla quale, per garantire l'accensione e la corretta combustione della miscela, per bassi carichi gran parte della portata è indirizzata direttamente al condotto diffusivo, realizzando così un rapporto quasi stechiometrico fra portata di aria e portata di combustibile. In figura II.5b è bene esplicitato tale comportamento, riportando, in funzione della portata di combustibile totale, quelle inviate alle singole linee di alimentazione [II.3]. E' chiaro che tale legge di distribuzione è ottimizzata per ottenere basse emissioni di NOx in prossimità del punto di progetto, mentre a carico parziale, come si vedrà nei paragrafi dedicati ai risultati, inviare maggior quantitativo di combustibile alla linea diffusiva, nel quale la miscela è stechiometrica, comporta un aumento della temperatura locale in camera di combustione e, quindi, di produzione degli NOx termici.

II.4 Cogenerazione: indici caratteristici

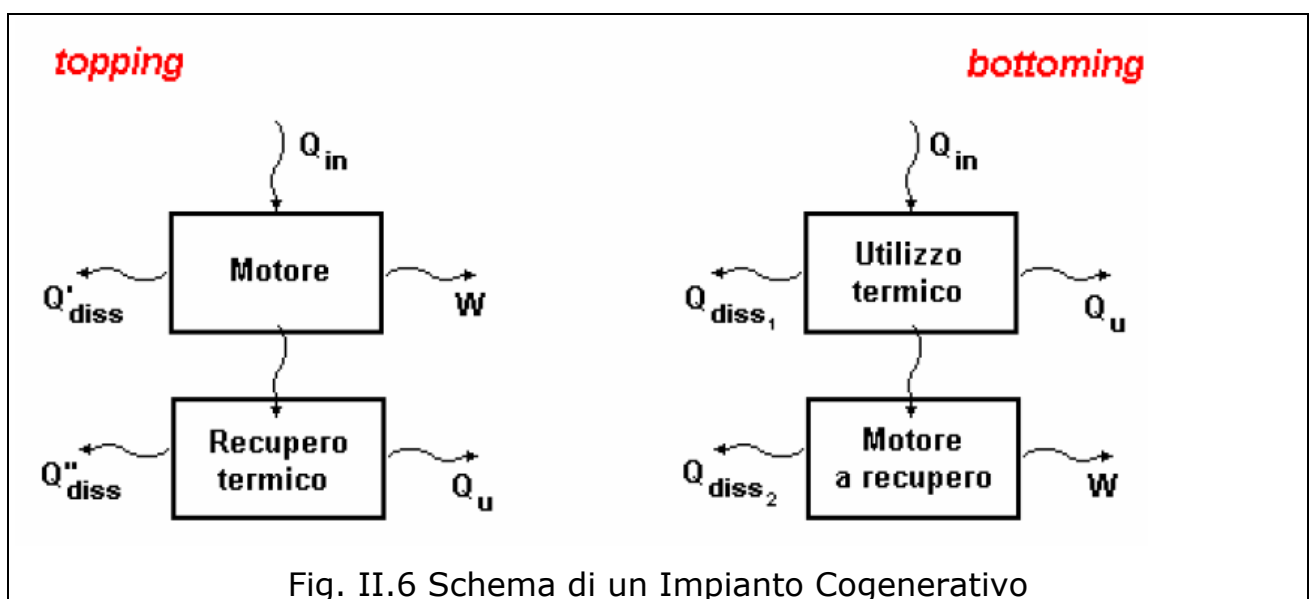
Appare opportuno ed utile, prima di andare ad esaminare i risultati riguardanti l'analisi termodinamica, definire alcuni parametri che caratterizzino significativamente il ciclo cogenerativo e che ne permettano il confronto con soluzioni impiantistiche diverse.

La definizione che la normativa UNI dà della cogenerazione è la seguente: "Si definisce processo di cogenerazione l'insieme delle operazioni volte alla produzione combinata di energia meccanica/elettrica e calore, entrambi considerati effetti utili, partendo da una qualsivoglia sorgente di energia. Il processo deve realizzare un uso più razionale dell'energia primaria rispetto a processi che producono separatamente le due forme di energia. La produzione di energia meccanica/elettrica e calore deve avvenire in modo sostanzialmente interconnesso in cascata".

La produzione combinata di energia elettrica e di calore può essere tecnicamente realizzata con le modalità **“topping”** e **“bottoming”** (fig. II.6):

- nella modalità **“topping”** viene prodotta energia elettrica attraverso un ciclo termodinamico ad alta temperatura integrato ad un sistema di recupero in forma utile del calore di scarico e di distribuzione del medesimo all’utenza termica. In questo caso le tecnologie risultano sostanzialmente derivate da quelle utilizzate per la produzione di sola energia elettrica attraverso l’installazione di apparecchiature di recupero termico e di distribuzione del calore a valle dei motori primi;

- nella modalità **“bottoming”** viene prima prodotto calore per utilizzazioni ad alta temperatura, il cui cascame termico alimenta un ciclo termodinamico sottostante che permette di ottenere anche una produzione di energia elettrica.



Fra i vari indicatori di merito per valutare il risparmio di energia primaria di un impianto di cogenerazione, il pi  diffuso nella letteratura tecnica internazionale e il pi  significativo   l'indice IRE (Indice di risparmio di energia), definito come il rapporto fra il risparmio di energia primaria conseguito dall'impianto di cogenerazione rispetto alla generazione separata delle stesse quantit  di

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas
energia elettrica e termica e l'energia primaria richiesta da detta generazione
separata:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{Ee, s + Et, s} = \frac{Ec}{\frac{Ee}{\eta_{e, s}} + \frac{Et}{\eta_{t, s}}} \quad (II.6)$$

dove i simboli indicano:

- Ee,s: l'energia da combustibile fossile commerciale consumata per produrre elettricità per mezzo di un impianto di sola produzione di energia elettrica.
- Et,s: l'energia primaria da combustibile fossile commerciale consumata per produrre calore mediante caldaia industriale;
- Ec: l'energia primaria del combustibile fossile commerciale, riferita al potere calorifico inferiore del combustibile, consumata dall'impianto di cogenerazione per la produzione combinata delle stesse quantità di energia elettrica Ee e di energia termica utile Et;
- Ee: l'energia elettrica netta generata dall'impianto di cogenerazione;
- Et: energia termica netta utile generata dall'impianto di cogenerazione;
- $\eta_{e, s}$: è il rendimento elettrico, di riferimento, medio annuo del parco di centrali termoelettriche con la sola produzione di energia elettrica collegate alla rete elettrica nazionale. Per gli impianti entrati in esercizio nel triennio 2000-2002 si è proposto di assumere come valore base di riferimento 0.38;
- $\eta_{t, s}$: è il rendimento termico, di riferimento, medio per la generazione di sola energia termica con una caldaia industriale di dimensioni medio grandi ed è pari a 0.9 nel caso di utilizzo industriale del calore e a 0.8 nel caso di teleriscaldamento.

Per una valutazione più completa dei benefici rispetto alla produzione separata occorre considerare anche l'ulteriore risparmio, tipico della generazione diffusa, che gli impianti di cogenerazione determinano a livello di perdite di trasmissione e distribuzione sul sistema elettrico nazionale. A tal fine si ritiene opportuno introdurre nella formula dell'IRE un coefficiente p che tenga conto di tali minori perdite, a seconda che l'impianto sia connesso alla rete di BT o alla

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas rete di MT, applicandolo al parametro η_{es} . Il valore di tale parametro è dato in tabella II.3.

Livello di tensione	p
BT	1- 4.3/100
MT	1-2.8/100
Tab.II.3	

La formula dell'indice di risparmio di energia IRE diventa quindi la seguente:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{Ee, s + Et, s} = \frac{Ec}{\frac{Ee}{\eta_{e, s} \cdot p} + \frac{Et}{\eta_{t, s}}} \quad (II.7)$$

Per quanto riguarda tale indice energetico c'è da considerare anche la problematica legata all'utilizzo di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali. Nel caso di utilizzo di combustibili come biomasse, rifiuti solidi urbani, gas siderurgici, è necessario riferire l'IRE alla sola quota di combustibile fossile commerciale impiegato E_c , depurando l'energia elettrica prodotta della quota che sarebbe producibile impiegando fonti rinnovabili $E_{c,nc}$ in una centrale termoelettrica convenzionale a vapore che utilizzi, lo stesso combustibile. Ciò pone la necessità di definire il rendimento elettrico di una centrale termoelettrica convenzionale a vapore, che utilizzi per la sola produzione di energia elettrica, combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali $\eta_{es,nc}$.

Nel caso di utilizzo, parziale o totale, di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali, l'indice di risparmio di energia IRE diventa pertanto:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{\frac{Ee - E_{c, nc} \cdot \eta_{es, nc}}{\eta_{e, s} \cdot p} + \frac{Et}{\eta_{t, s}}} \quad (II.8)$$

dove:

$\eta_{e,s}$ e $\eta_{e,t}$ assumono lo stesso significato e gli stessi valori utilizzati per i combustibili commerciali, mentre per $\eta_{es,nc}$ si assumono valori tipici quali:

- gas siderurgici, combustibili di processo e residui: $\eta_{es,nc.}=0.35$

- rifiuti solidi urbani, biomasse : $\eta_{es,nc.}=0.27$.

Un altro indice da prendere in considerazione in impianti cogenerativi è la condizione tecnica di assimilabilità a fonti rinnovabili, la quale permette di conseguire notevoli benefici in termini di:

- semplificazione dell'iter autorizzativi alla costruzione dell'impianto
- regime di incentivazione dei prezzi di cessione dell'energia elettrica
- obbligo di ritiro delle eccedenze di energia elettrica da parte della società gestore della rete nazionale.

Tale definizione deve garantire che gli impianti che la verificano conseguano un'efficienza ed un risparmio energetico rispetto agli impianti convenzionali, anche adottanti le soluzioni tecnologiche più recenti ed innovative, con elementi di eccezionalità tali da giustificare pienamente l'accesso ai benefici legislativi per essi previsti.

La formula dell'indice energetico detto "IEN" alla luce delle considerazioni sopra esposte, è la seguente:

$$IEN = \left(\frac{Et}{0.9 \cdot Ec} \right) + \left(\frac{Ee}{0.6 \cdot p \cdot Ec} \right) - 0.4 \geq 0.6 \quad (II.9)$$

Che può essere espressa in maniera più sintetica dalla seguente relazione:

$$\left(\frac{\eta_e}{0.6 \cdot p} \right) + \left(\frac{\eta_t}{0.9} \right) \geq 1 \quad (II.10)$$

dove :

- $\eta_e = Ee/Ec$
- $\eta_t = Et/Ec$

Coerentemente con quanto esposto in precedenza si ritiene di dover prevedere una formulazione dell'indice energetico che consenta di considerare, nella valutazione di efficienza energetica di un impianto, anche l'utilizzo di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali.

Nel caso di utilizzo, parziale o totale, di combustibili diversi dai combustibili fossili commerciali, l'indice energetico Ien diventa pertanto:

$$IEN = \left(\frac{Et}{0.9 \cdot Ec} \right) + \left(\frac{Ee - Ec, nc \cdot \eta_{es, nc}}{0.6 \cdot p \cdot Ec} \right) - 0.4 \geq 0.6 \quad (II.11)$$

Per analizzare le prestazioni di un impianto di cogenerazione oltre che in termini di risparmio energetico anche in termini di produzione di energia meccanica e termica, si definiscono una serie di indici caratteristici della cogenerazione.

- **Indice di Utilizzazione del Combustibile:** Indica il grado di sfruttamento globale dell'energia potenziale chimica in ingresso nell'impianto, che viene considerato nel suo insieme, cioè sia in termini di produzione di energia meccanica o elettrica che di calore:

$$IUC = \left(\frac{Ee + Et}{Ec} \right) \quad (II.12)$$

- **Rapporto energia meccanica o elettrica prodotta / energia termica utile:** E' in pratica un indice della "bontà" dell'impianto motore turbina a gas che è alla base dell'impianto di cogenerazione. Esso misura infatti quale è il rapporto tra l'energia che riusciamo a ricavare dal combustibile sotto forma di energia meccanica o elettrica e quella che recuperiamo dai gas di scarico attraverso la cogenerazione:

A parità di energia termica utile un alto r è indice di un alto rendimento della turbina.

$$r^* = \left(\frac{Ee}{Et} \right) \quad (II.13)$$

- **Consumo specifico di combustibile (kJ/kWh):**

$$Cs = \left(\frac{Ec}{Ee} \right) \cdot 3600 = \frac{3600}{\eta_g} \quad (II.14)$$

- **Consumo specifico di calore per l'impianto di cogenerazione (kJ/kWh)**

Nella definizione di C_{sc} si è infatti ipotizzato che della energia termica in ingresso E_c , solo l'aliquota $E_c - (E_t/\eta_{ts})$ sia effettivamente addebitabile alla produzione di quella meccanica o elettrica E_e .

$$C_{sc} = \left(\frac{E_c - \frac{E_t}{\eta_{ts}}}{E_e} \right) \cdot 3600 \quad (II.15)$$

II.5 Risultati dell'analisi termodinamica: cenni

Al fine di accertare la potenziale convenienza energetica ed ambientale, dell'impiego in impianti cogenerativi della turbina a gas descritta, è stata effettuata un'estesa analisi termodinamica al variare del rapporto di by-pass. Basandosi sui dati di progetto indicati nella tabella II.1 sono stati determinate le prestazioni termodinamiche e le emissioni della microturbina.

Come già accennato, il modello di calcolo ci consente di effettuare solo analisi di tipo puramente termodinamico, senza considerare l'accoppiamento meccanico-fluidodinamico dei componenti. In altre parole supponiamo che la variazione del rapporto di by-pass non comporti la variazione d'importanti parametri del ciclo quali rapporto di compressione, rendimenti dei componenti, ecc. Pertanto come si può osservare nel diagramma *figura II.7*, si vede come al crescere del rapporto di by-pass l'aumento della potenza meccanica della turbina a gas sia modesto. Questo si può spiegare ricordando che, in generale, la potenza utile di una turbina a gas si può scrivere come:

$$P_{tg} = \dot{m}_a * [(1 + f) * L_T - L_C] * \eta_m \quad (II.16)$$

essendo:

- \dot{m}_a la portata di aria in ingresso al compressore;
- f il rapporto combustibile aria;
- L_T il salto entalpico in turbina;
- L_C la variazione di entalpia del compressore;

_____ Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas
- η_m il rendimento meccanico;

Siccome al crescere del rapporto di by-pass si ha una progressiva diminuzione della temperatura di ingresso in camera di combustione (*figura II.8*) e dovendo i gas combusti raggiungere sempre lo stesso livello di temperatura d'ingresso in turbina, come si evidenzia da *figura II.9* la portata di combustibile aumenta e quindi di conseguenza aumenta il rapporto combustibile/aria. Dai diagrammi della potenza meccanica utile *figura II.7* e della portata di combustibile *figura II.9* se ne deduce anche l'andamento del rendimento globale della MTG *figura II.11*. Da tali diagrammi si evidenzia che la portata di combustibile cresce molto più velocemente rispetto alla potenza meccanica il che spiega l'andamento decrescente del rendimento in funzione del rapporto di by-pass. Ci preme quindi sottolineare, già in questa fase, come la variazione del **"by-pass"** del rigeneratore implichi una variazione della temperatura della portata di aria che entra nel combustore e del rapporto aria combustibile, determinando quindi delle variazioni significative nel funzionamento del combustore. Pertanto sarà necessario che i miglioramenti di flessibilità suggeriti dall'analisi termodinamica si accompagnino con il mantenimento di un efficiente comportamento del combustore in fuori progetto. D'altronde i risultati mostrano che l'opzione di by-pass deve comunque essere considerata come uno strumento provvisorio atto ad integrare un improvvisa esigenza di potenza termica. Infatti è pur vero che il fattore di utilizzazione del combustibile cresce all'aumentare di X_b , ma tale incremento avviene a spese del ciclo termodinamico determinando così una diminuzione dell'indice di risparmio energetico come visibile in *figura II.12*. I diagrammi in *figura II.10* e *figura II.11* confermano che la necessità di attivare il by-pass del rigeneratore è sostanzialmente indirizzato ad aumentare la produzione di vapore per scopi cogenerativi, ma questo tipo di incremento in potenza termica utile si scontra con la necessità di conservare un favorevole rapporto fra potenza meccanica e potenza termica, inducendo così peggiori condizioni per i valori del risparmio energetico. Considerazioni più interessanti possono essere rinvenute se si guarda all'impianto MTG in termini di costi di investimento e semplicità di

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas
installazione: da questo punto di vista l'adozione del ciclo a rigenerazione
variabile permette di evitare l'adozione di caldaie ed allo stesso tempo assicura
una soddisfacente flessibilità. Si ricorda che i risultati mostrati rappresentano
le prestazioni ottenute nell'intero range di X_b partendo dalla condizione di ciclo
completamente rigenerativo $X_b = 0$ a quella di totale cogenerazione $X_b = 1$. Il
limite superiore implica un eccesso nella temperatura di ingresso nel HRSG
come è possibile osservare da *figura 11.8*, che probabilmente dovrebbe essere
non accettabile, a meno di utilizzare materiali resistenti ad alte temperature e
quindi molto costosi.

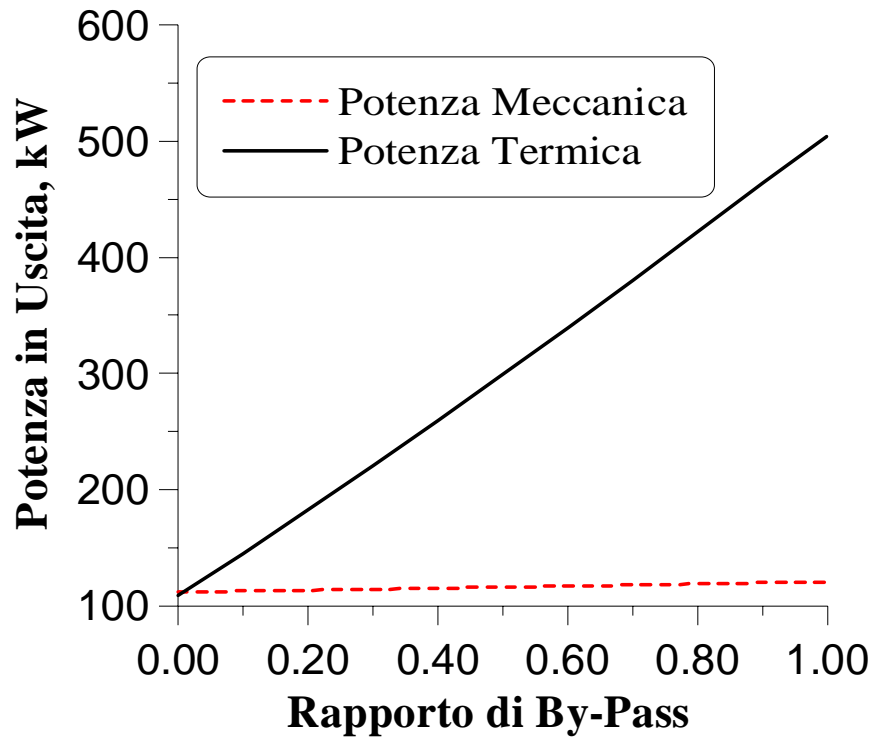


Fig. II.7. Andamento della potenza meccanica e termica utile

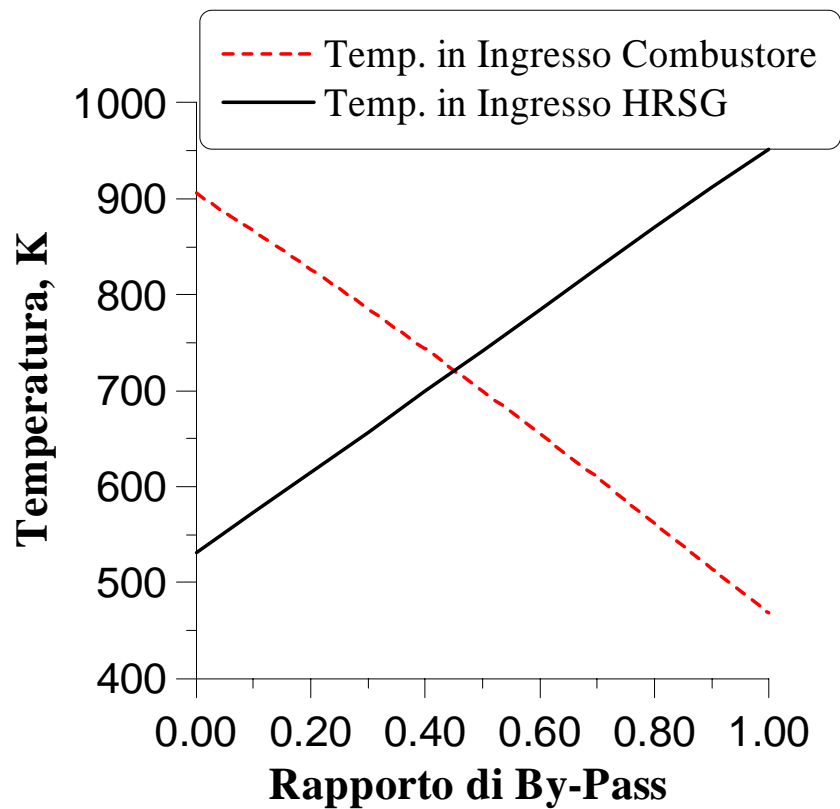


Fig. II.8. Andamento della temperatura di ingresso in camera di combustione e nel generatore di vapore a recupero

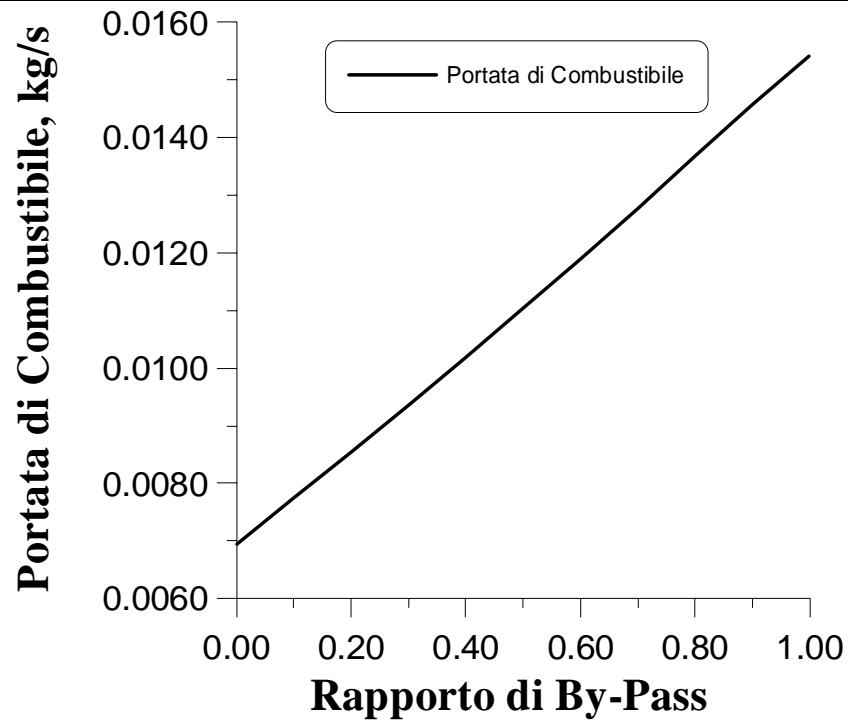


Fig. II.9. Andamento della portata di combustibile

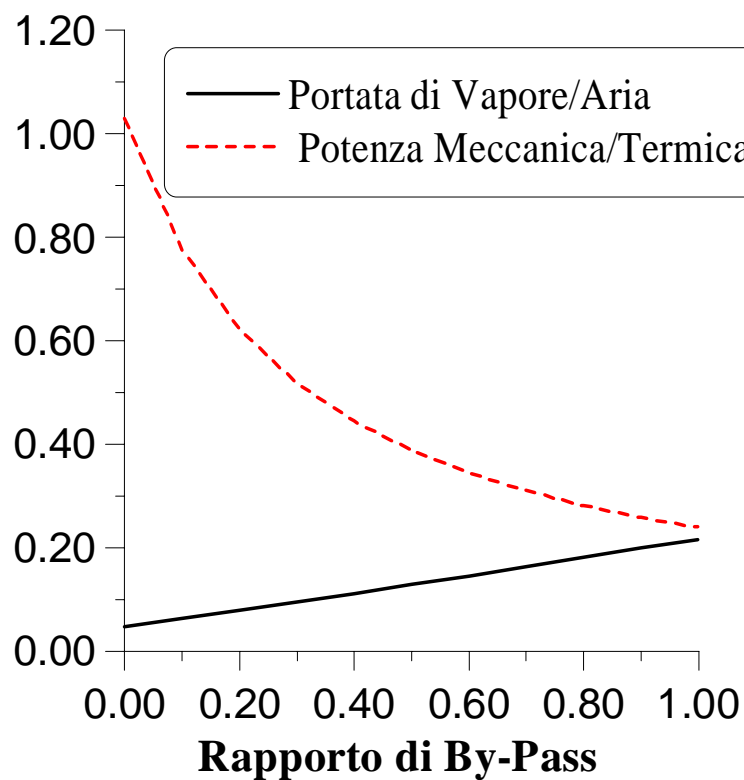


Fig. II.10. Andamento del rapporto portata vapore/aria e della potenza meccanica/termica

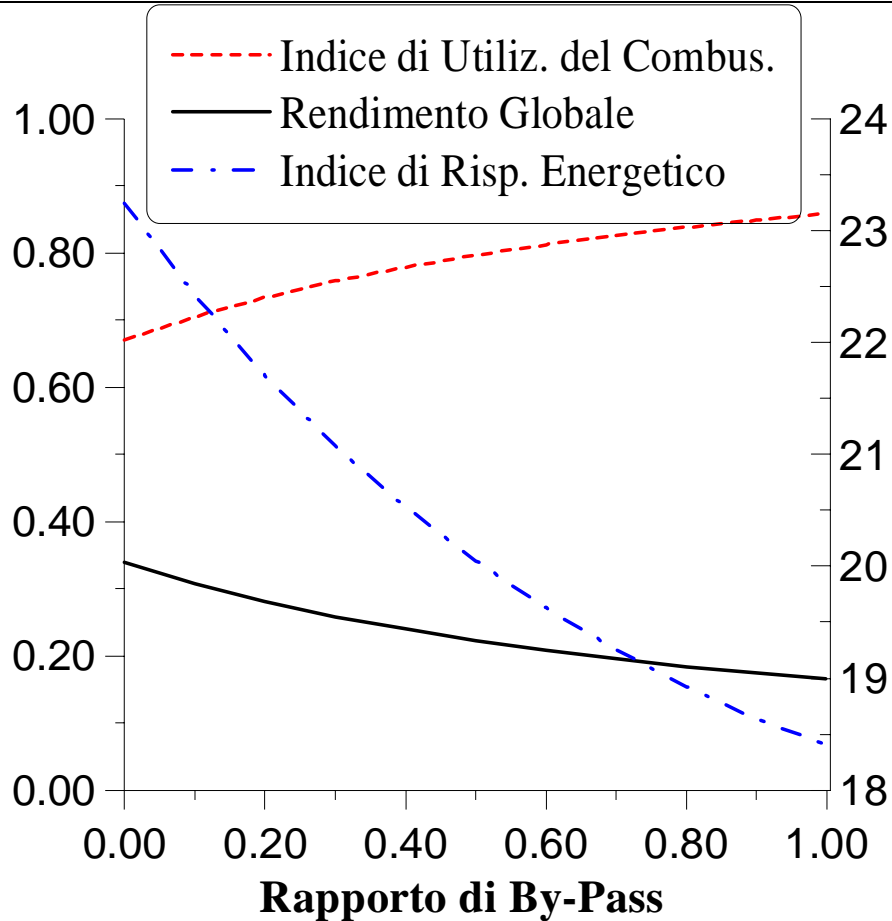


Fig. II.11. Andamenti degli indici cogenerativi e del rendimento globale.

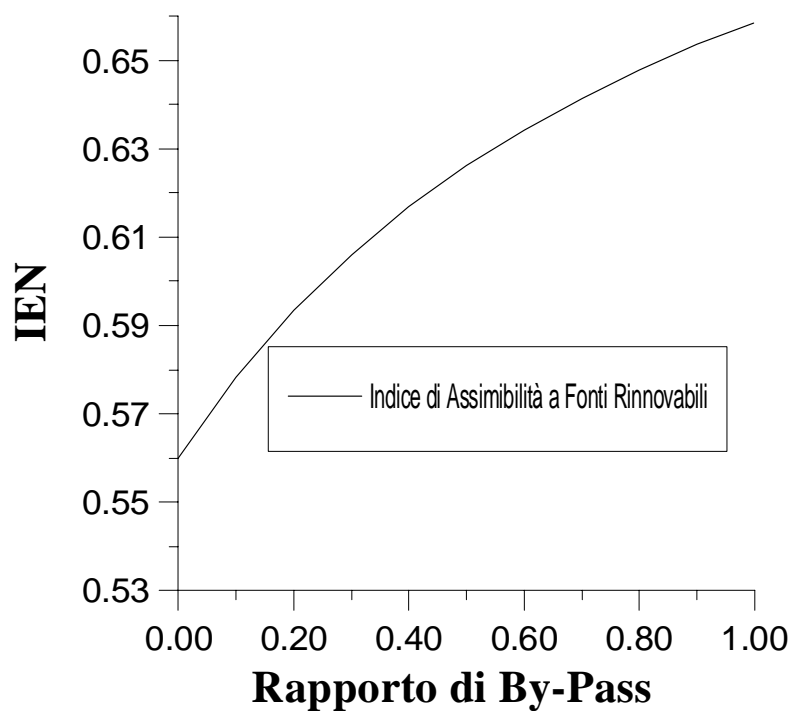


Fig. II.12. Andamento dell'indice di assimilabilità a fonti rinnovabili

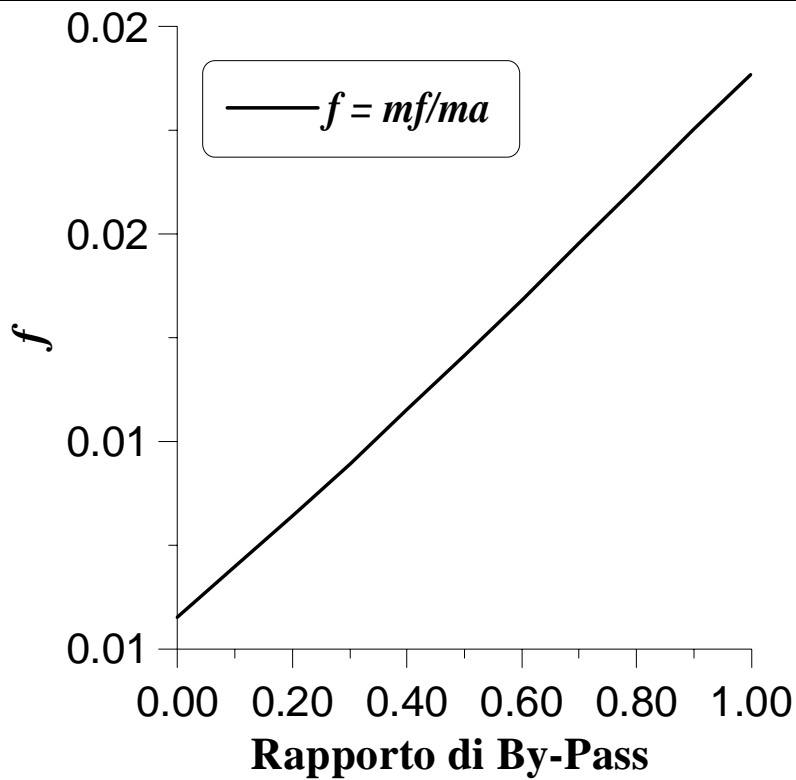


Fig. II.13. Rapporto portata di combustibile/portata di aria

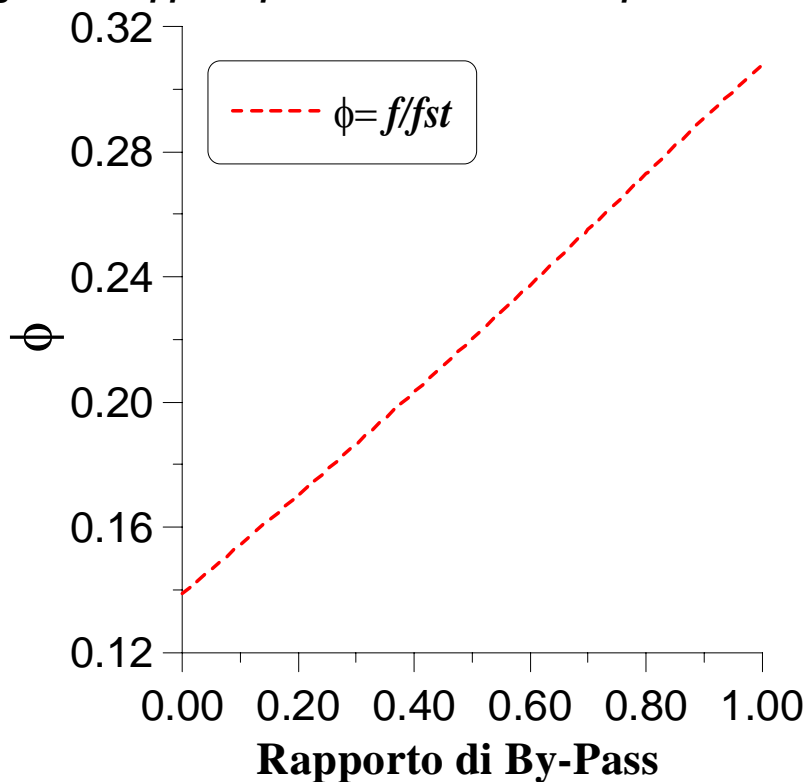


Fig. II.14. Rapporto portata di combustibile portata di aria rispetto a quello stechiometrico

II.6 Risultati analisi termodinamica: combustibile variabile

Per valutare quanto possa essere versatile l'impiego della micro turbina a gas progettata dall'Ansaldo, sono state effettuate diverse simulazioni al variare del combustibile utilizzato [II.1-3].

In tabella II.4 sono state riportate le caratteristiche e la combustione dei combustibili presi in considerazione per questa analisi. Come comprensibile dal nome dato, si tratta di gas naturale, di due combustibili derivati da biomasse mediante massificazione con ossigeno o aria e di un combustibile derivato da rifiuti solidi urbani.

Composizione combustibile (%, molare)	Nat. Gas (NG)	BIOM(O)	BIOM(a)	RSU
CH₄	92.00	18.00	9.00	7.00
C ₂ H ₆	3.70	2.00	- -	7.00
C ₃ H ₈	1.00	2.00	- -	7.00
C ₄ H ₁₀	0.25	2.00	- -	- -
N ₂	2.90	8.00	56.00	- -
H₂	- -	25.00	9.00	18.00
CO	- -	33.00	12.00	61.00
CO ₂	0.15	10.00	20.00	- -
H ₂ O	- -	- -	- -	- -
Mol. Mass, g/mol	17.34	21.92	28.51	23.76
LHV, kJ/kg	47182	19198	2798	21697
$h_{of,i}$ kJ/kg	-4266.9	-3720.1	-1649.5	-2923.9
f_{st}	0.0620	0.1680	1.257	0.1530
$T_{of,i}$ K	2220	2231	1571	2300
Tabella II.4. Composizione e proprietà dei combustibili derivanti da biomasse e rifiuti solidi urbani				

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas

Nelle prossime figure sono riportati gli andamenti di alcuni indici e parametri caratterizzanti l'impianto, al variare sia del combustibile che della frazione di by pass.

Per poter confrontare le diverse configurazioni si è scelto di fissare la temperatura di ingresso in turbina al valore nominale di 1225 K, a parità di portata d'aria immessa nel sistema e degli altri parametri dati in ingresso al codice di calcolo (rapporti di compressione ed espansione, velocità di rotazione, etc.). Dalla visione degli andamenti dei parametri riportati in figura II.15 può sembrare che l'utilizzo del combustibile denominato "biom_a" garantisca le condizioni operative migliori per quanto riguarda indice di risparmio energetico e potenza termica ed elettrica disponibili, valutando però come sia minore il valore del rendimento globale (figura II.17) ed utilizzando la tabella precedentemente riportata, appare chiaro che questi valori sono frutto dell'imposizione della temperatura di ingresso in turbina e che, in realtà, alla luce anche del quantitativo di combustibile necessario per raggiungere valori prossimi a quelli di progetto (figura II.19), un'analisi più accurata, nella quale vengano valutati i comportamenti reali di compressore e turbina al variare delle condizioni operative, ribalterà questi risultati. Di tale analisi, detta di accoppiamento o di matching, si parlerà in maniera più approfondita nei prossimi paragrafi. Per quanto riguarda il grafico riportante l'andamento del rendimento globale, il rendimento nel caso di utilizzo di combustibile alternativo è minore anche perché frutto del fatto che il gas naturale è ipotizzato essere già alla pressione fissata per l'ingresso in camera di combustione mentre per quanto riguarda i combustibili derivati da biomasse e rifiuti solidi urbani, essendo questi ipotizzati essere a pressione ambiente, è quindi necessario un lavoro di compressione per portare il combustibile alla pressione fissata.

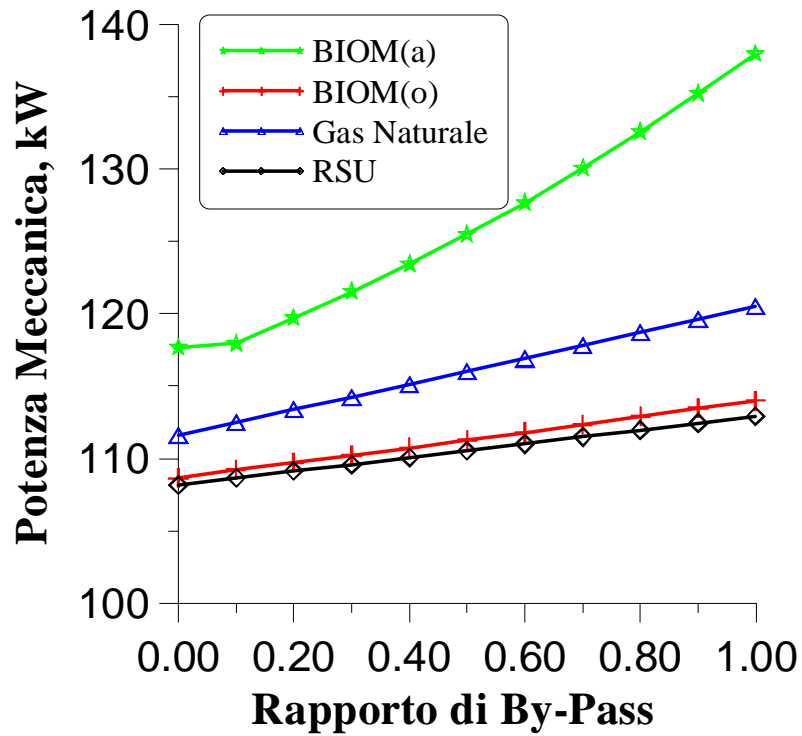


Fig. II.15. Potenza meccanica al variare di X_b

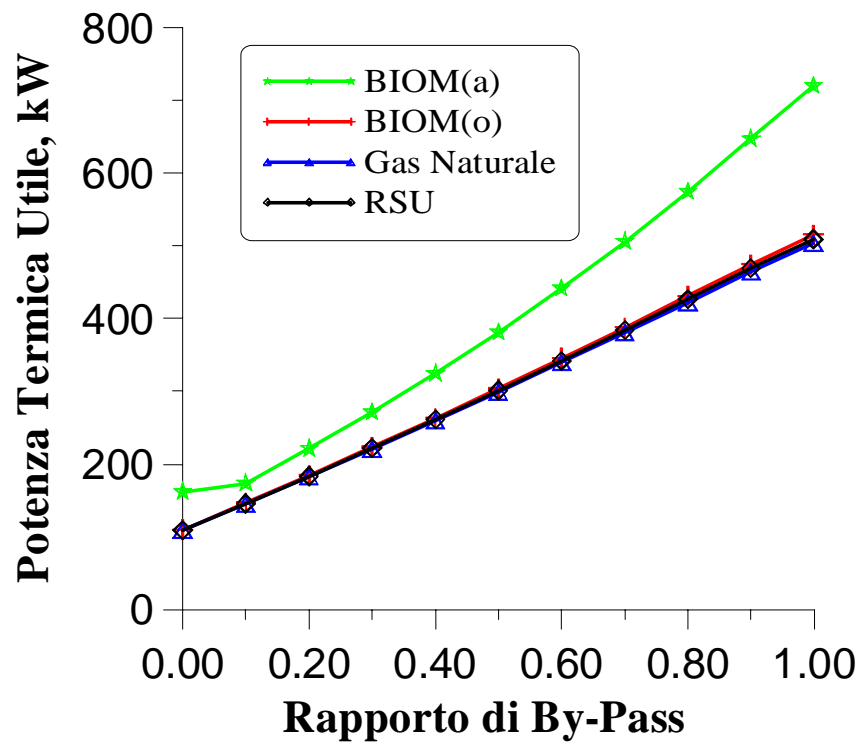


Fig. II.16. Potenza Termica al variare di X_b

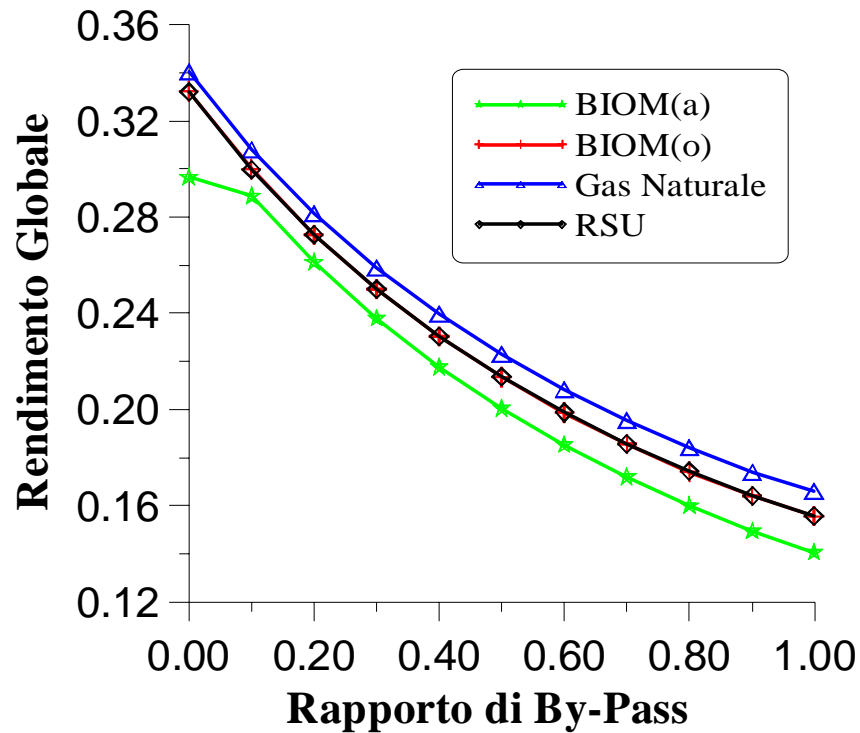


Fig. II.17. Rendimento Globale

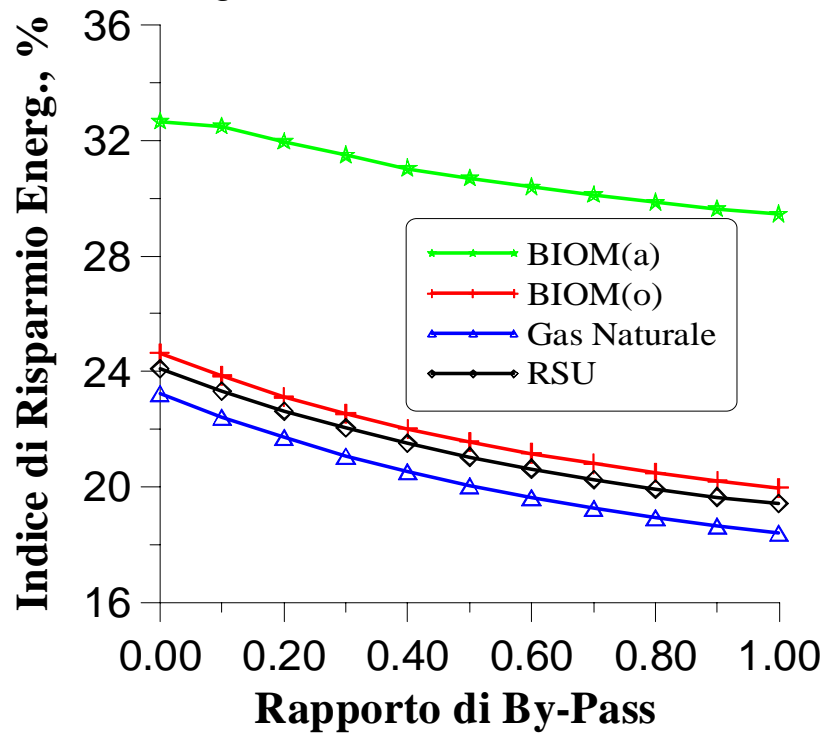


Fig. II.18. Indice di Risparmio Energetico al variare di X_b

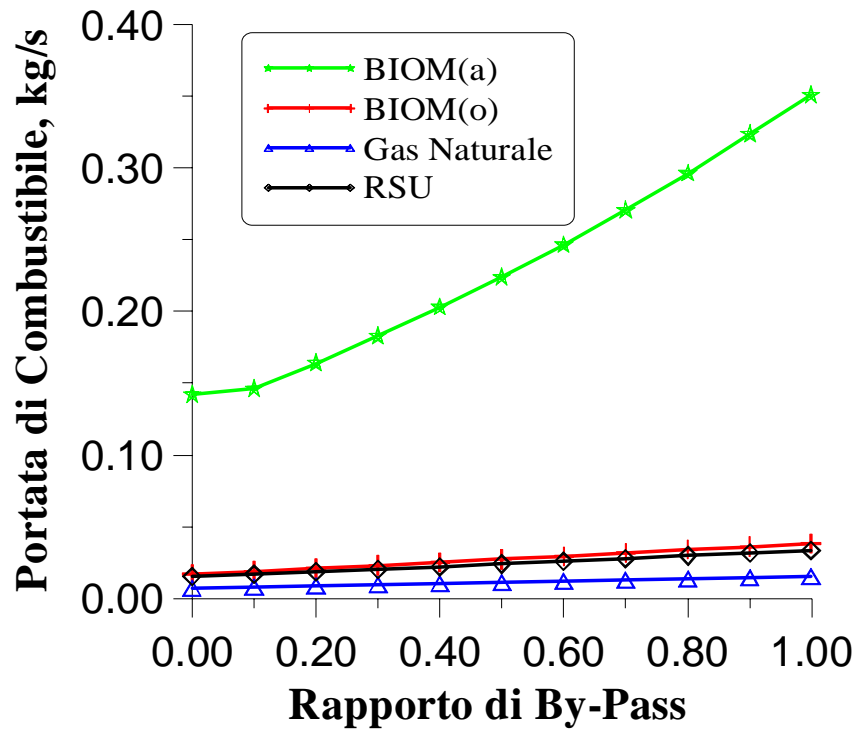


Fig. II.19 Portata di combustibile al variare di X_b

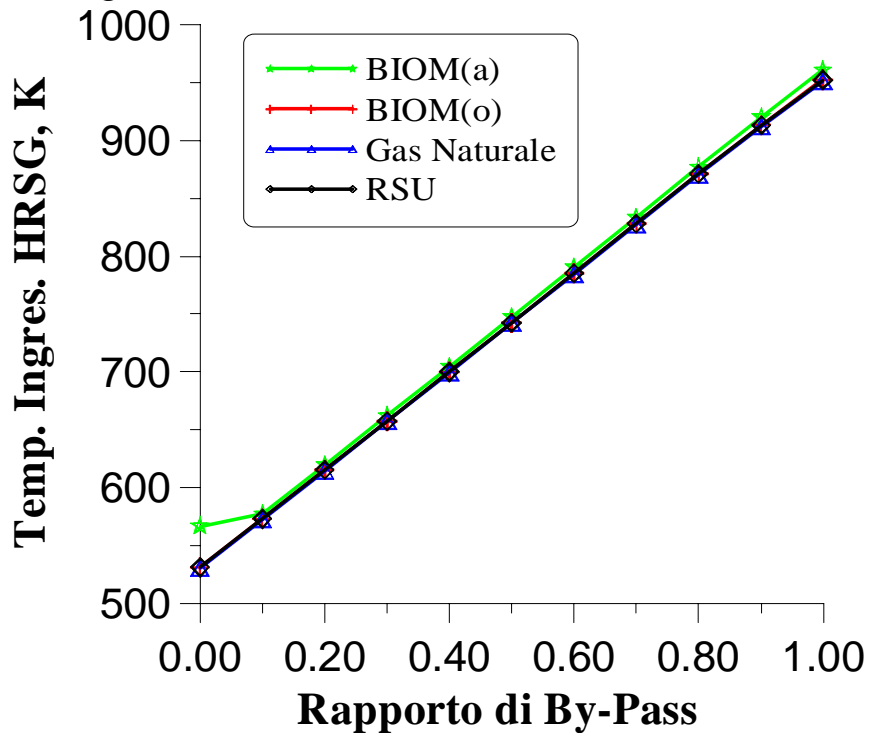


Fig. II.20 Temperatura di ingresso nel gener. di vapore a recupero al variare di X_b .

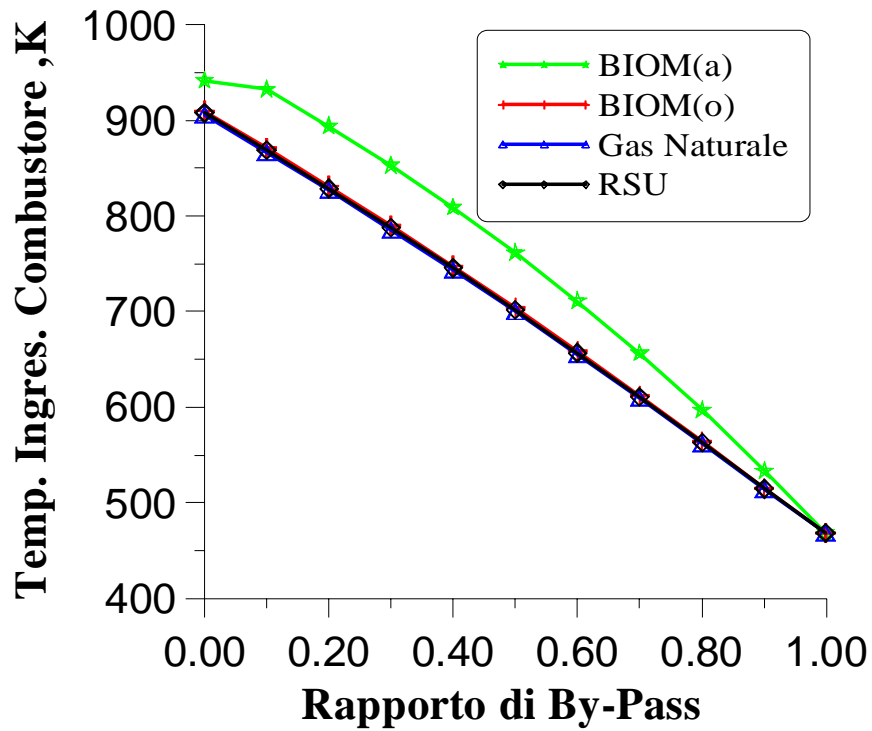


Fig II.21. Temperatura di ingresso in camera di combustione al variare di X_b .

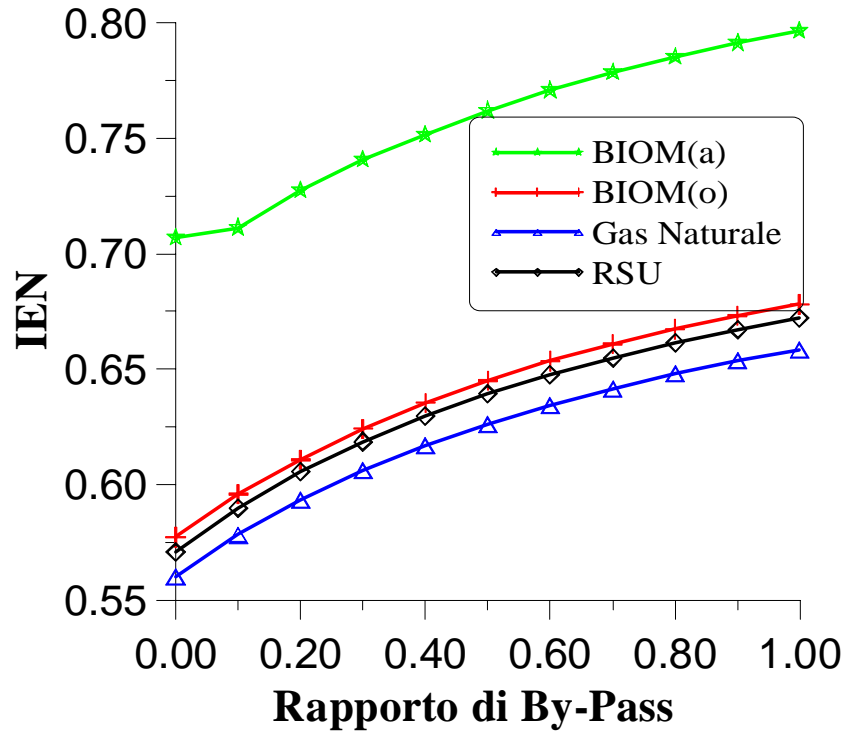


Fig. II.22 Indice di Assimibilità a fonti rinnovabili al variare di X_b .

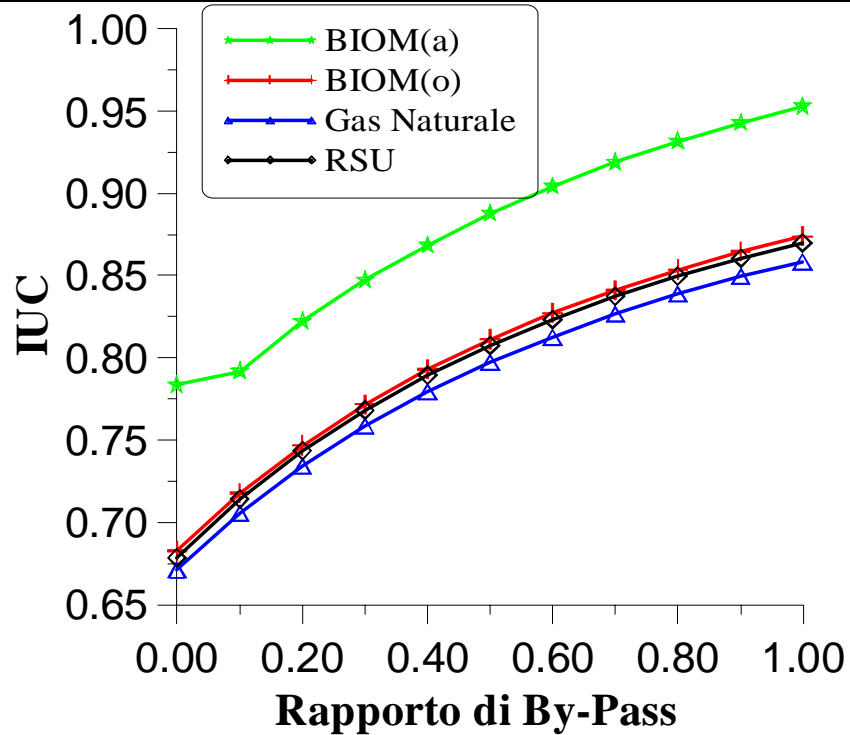


Fig. II.23. Indice di utilizzazione del combustibile al variare di X_b

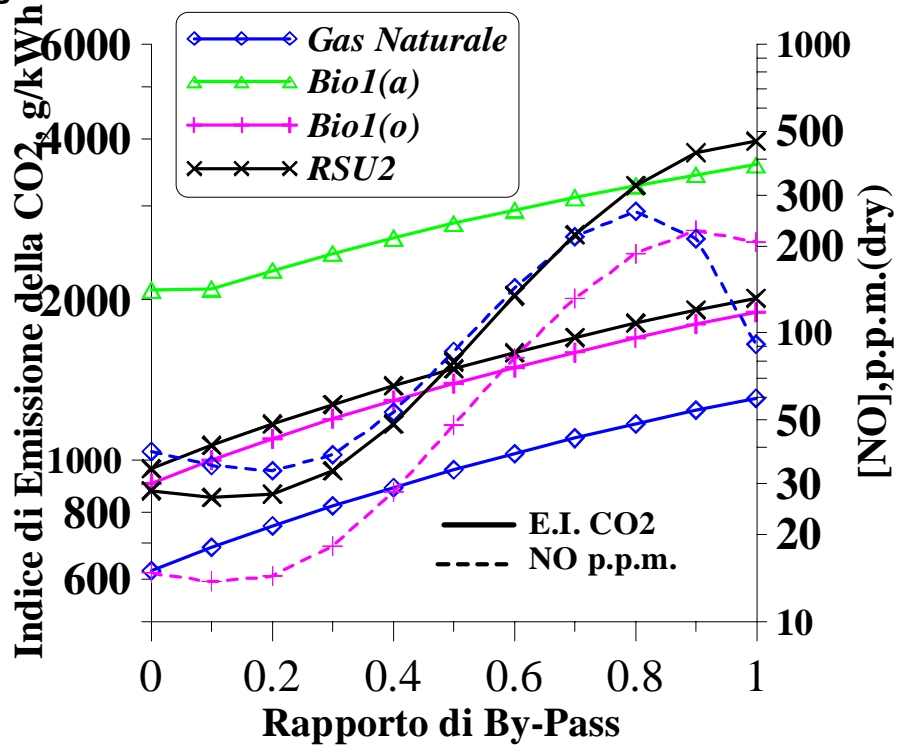


Fig. II.24. Livelli di emissione al variare di X_b

II.7 Analisi di accoppiamento termofluidodinamico

II.7.1 Descrizione del modello utilizzato

Come già visto nei paragrafi precedenti non è possibile valutare con esattezza cosa accada a un impianto adducendo come fonte la sola analisi termodinamica, soprattutto per quanto riguarda il fuori progetto, dato che sono troppe le variabili impossibili da fissare a priori.

Ne consegue la necessità di effettuare uno studio utilizzando un processo che possa simulare con maggiore realismo il comportamento dell'impianto nel fuori progetto. Tale analisi, stazionaria, che prende il nome di analisi di accoppiamento termofluidodinamico o di "matching" [II.17-20] , è attuata utilizzando un codice di calcolo approntato all'interno del D.I.M.E., ampiamente validato in passato [II.2,II.16,II.22] ed opportunamente modificato per lo scopo.

In tale procedimento vengono prese in considerazione le mappe caratteristiche di compressore e turbina, grazie alle quali è possibile ottenere valori sia del rapporto di compressione che del rendimento adiabatico più aderenti alla realtà, al variare delle condizioni operative, ovvero al variare sia della portata in ingresso che della velocità, senza tralasciare le eventuali variazioni di temperatura rispetto alla temperatura di riferimento. E' chiaro che tale approccio, per quanto buono, non permette di valutare tutte le variabili che potrebbero influenzare il comportamento del compressore o della turbina. E' ovvio che solo un'analisi CFD del componente, ottenuta mettendo in gioco anche le variazioni di umidità nell'aria e del numero di Reynolds, potrebbe valutare correttamente il comportamento di detti componenti, così come è anche ovvio che l'impiego di tali mappe, nell'ambito di uno studio complessivo effettuato mediante analisi comunque zero-dimensionale, è

Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas considerato ottimale. Per quanto riguarda il compressore vengono utilizzati i parametri corretti riportati in equazione II.17 e II.18.

Per quanto riguarda le turbine in genere e la turbina in questione in particolare, queste sono soggette a più sensibili variazioni di condizioni operative, dal momento che queste ultime vengono usualmente raggiunte cambiando la dosatura combustibile/aria e quindi la composizione dei gas, oltre che la pressione e la temperatura in ingresso. Qualora poi si decida di alimentare la turbina a gas con combustibili con un basso potere calorifico si possono alterare considerevolmente l'andamento del processo di espansione e la capacità di smaltimento della portata da parte della turbina. Pertanto si sono utilizzate mappe delle turbine (fig.II.26) in cui il rapporto di espansione e il rendimento adiabatico (β_T , η_{aT}) sono presentate in funzione dei parametri corretti come da equazioni II.19 e II.20.

$$\dot{m}_{C,cor} = \dot{m}_a * \sqrt{\frac{T_1}{T_{1rif}}} / \frac{p_1}{p_{1rif}} \quad \text{II.17}$$

$$N_{C,cor} = N_C / \sqrt{\frac{T_1}{T_{1rif}}} \quad \text{II.18}$$

$$\dot{m}_{T,cor} = \dot{m}_{gas} * \frac{\sqrt{\frac{(k_{gas} * R * T_3)}{(k_{gas} * R * T_3)_{rif}}}}{\frac{p_3}{p_{3rif}}} \quad \text{II.19}$$

$$N_{T,cor} = \frac{N_T}{\sqrt{\frac{(k_{gas} * R * T_3)}{(k_{gas} * R * T_3)_{rif}}}} \quad \text{II.20}$$

In figura II.25 Sono riportate le mappe caratteristiche.

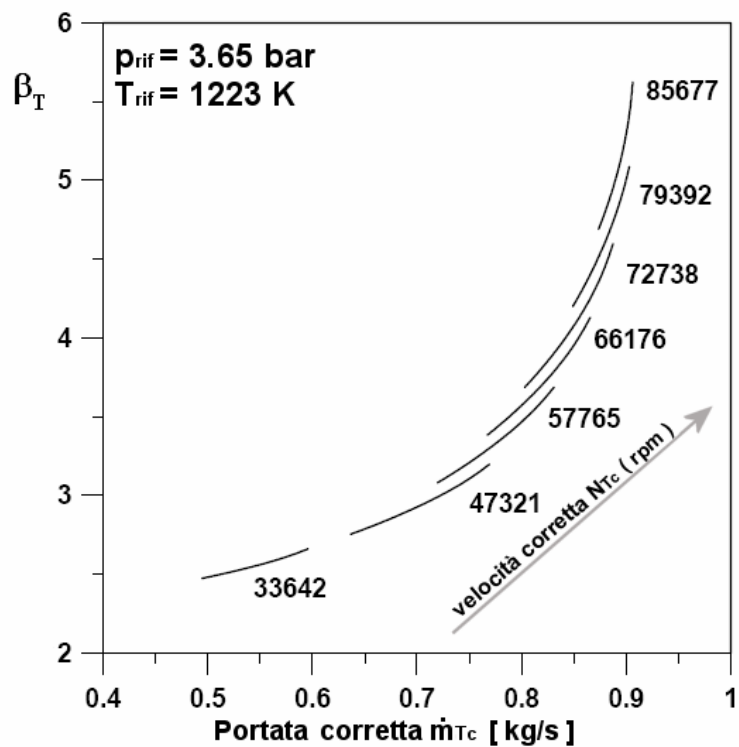
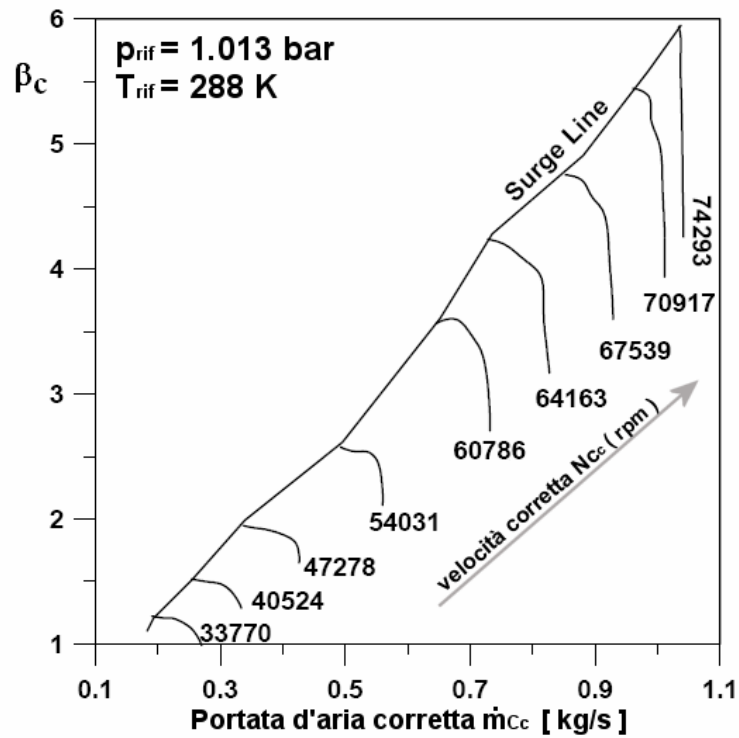


Figura II.25,II.26: mappe caratteristiche di compressore e turbina

Il procedimento è il seguente ed è riportato nella successiva tabella:

1. si entra nella mappa caratteristica del compressore per una data velocità di rotazione e portata di combustibile, alla temperatura e pressione date
2. il programma, ragionando con portate di tentativo che siano comprese nell'intervallo delle portate ammissibili dal compressore per quella data velocità, valuta se vi sia un valore di portata tale da essere elaborata sia da compressore che da turbina; per arrivare alla turbina in tale fase viene effettuata un'analisi termodinamica semplificata
3. qualora vi sia accoppiamento, viene effettuata completa analisi termodinamica, come presentata nei paragrafi precedenti
4. il sistema necessita di una condizione di chiusura, che, nel caso in questione di configurazione monoalbero, consiste nell'eguaglianza fra la pressione allo scarico e quella atmosferica, a meno delle perdite di carico.

Tale procedimento viene ripetuto al variare dei parametri stimati essere i gradi di libertà del sistema. Qualora si ragioni a frazione di by pass costante, si assume che i due gradi di libertà siano la velocità di rotazione e la portata di combustibile.

β_C, η_C	$= f(\dot{m}_a, N, T_1, p_1)$	Accesso alla Mappa del Compressore
T_2, p_2, h_2, \dots	$= f(\beta_C, \eta_C, T_1, p_1)$	Calcolo Compressione
$T_{2R}, p_{2R}, h_{2R}, \dots$	$= f(T_2, p_2, X_b, \eta_{rec}, \varepsilon_{rec})$	Calcolo Rigeneratore
T_3, p_3, h_3, \dots	$= f(\dot{m}_a, \dot{m}_f, T_2, p_2, h_2, \eta_b, \varepsilon_{CC})$	Calcolo Combustione
β_t, η_t	$= f(\dot{m}_a + \dot{m}_f, N, T_3, p_3)$	Accesso Mappa Turbina
T_4, p_4, h_4	$= f(\beta_t, \eta_t, T_3, p_3)$	Calcolo Espansione

Equazioni II.21-27: sistema di equazioni fondanti analisi di accoppiamento

Per quanto riguarda efficienza e perdite di carico del rigeneratore, assunta la frazione x_{rig} come il rapporto fra la portata di gas in ingresso al rigeneratore (lato caldo) e la portata di aria,

$$X_{rig} = \frac{(m_a + m_f) * (1 - X_b)}{m_a} = (1 + f) * (1 - X_b) \quad (II.28)$$

Ne consegue che η_{rec} , ε_{rec} sono quelle di seguito riportate:

$$\eta_{rec} = \frac{(a + b * X_{rig})}{(1 + c * X_{rig} + d * X_{rig}^2)} \quad (II.29)$$

$$\varepsilon_{rec} = \Delta p_{rec,h} * X_{rig} \quad (II.30)$$

dove a,b,c,d sono coefficienti noti da letteratura e $\Delta p_{rec,h}$ è stato posto pari a 0.02%. L'andamento di tali relazioni viene quindi riportato nel diagramma di fig.II.31 [II.2].

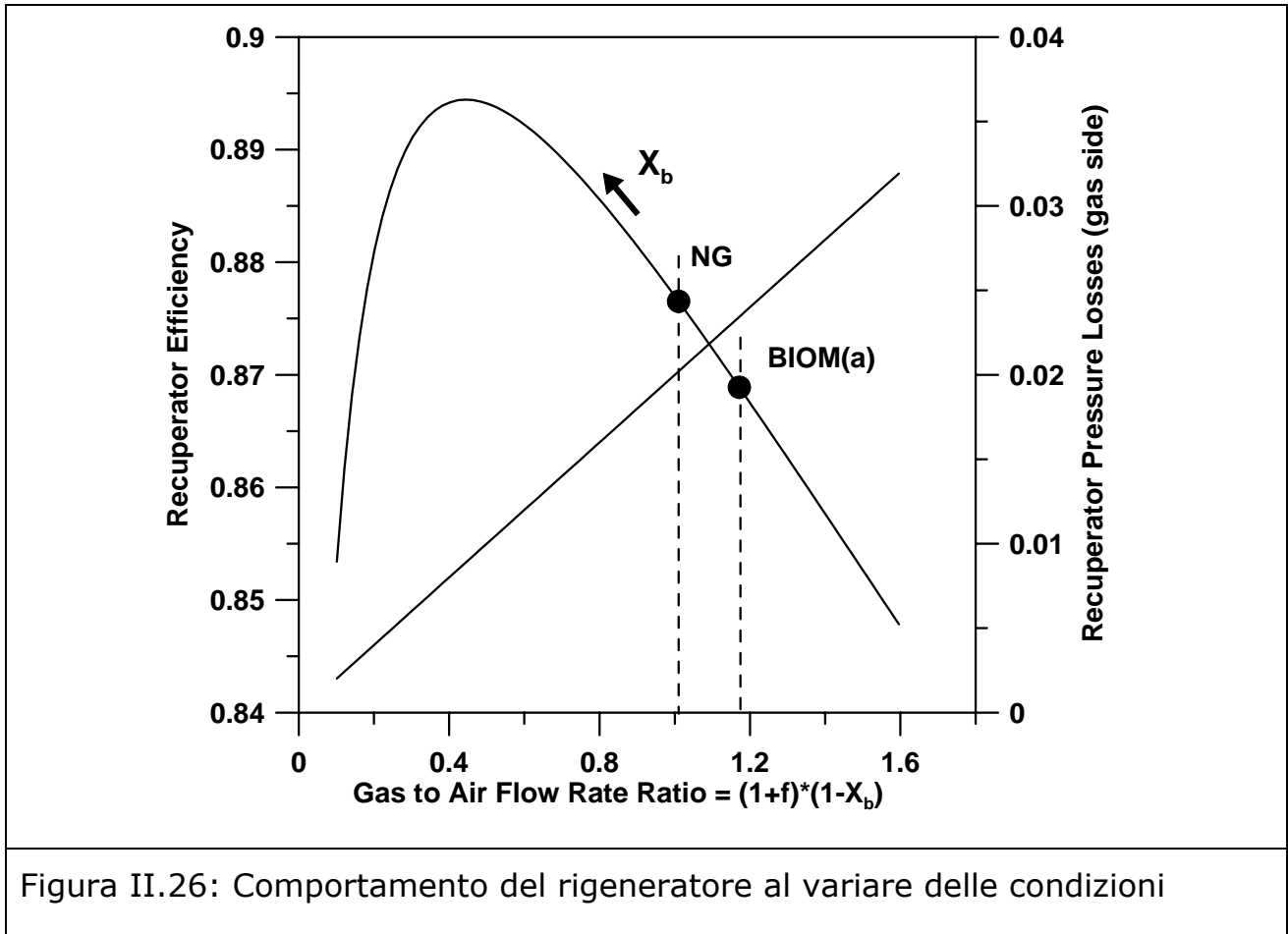


Figura II.26: Comportamento del rigeneratore al variare delle condizioni

Tale diagramma oltre ad essere rappresentativo dell'andamento dell'efficienza e delle perdite di carico del rigeneratore, può essere molto utile anche per evidenziare come l'adozione di combustibili con un basso potere calorifico comportino un incremento del rapporto combustibile aria e pertanto condizioni peggiori per ciò che concerne l'efficienza e le perdite di carico del rigeneratore.

La condizione di chiusura precedentemente esposta è di seguito riportata sotto forma di equazione:

$$p_4 \equiv p_{atm}(1 + \varepsilon_{rec,H} + \varepsilon_{HRSG} + \varepsilon_{STK}) \quad \text{II.31}$$

Agendo in tal modo è definito quel che si suole chiamare "dominio di funzionamento" ovvero il luogo di tutti i possibili punti operativi dell'impianto. Tale dominio, con le suddette precisazioni, è funzione di due gradi di libertà ed è univocamente determinato imponendo la condizione appena riportata. Ne consegue che è possibile esprimere ciascun parametro o indice del ciclo termodinamico come funzione della portata d'aria \dot{m}_a , di quella di combustibile \dot{m}_f e della velocità di rotazione N_{tc} . La pressione allo scarico p_4 vista nell'equazione II.31 può quindi essere riscritta come:

$$p_4 \equiv f(\dot{m}_a, \dot{m}_f, N) \quad \text{(II.32)}$$

Nel caso esaminato, turbina a gas monoalbero collegata ad un utenza meccanica che impone la velocità di rotazione effettiva N esisterà un unico valore di portata di aria tale che si abbia l'uguaglianza fra la II.31 e la II.32, in corrispondenza di quella di combustibile \dot{m}_f , vale a dire :

$$p_4 \equiv p_{atm}(1 + \varepsilon_{rec,H} + \varepsilon_{HRSG} + \varepsilon_{STK}) \Rightarrow \dot{m}_a = \bar{f}(\dot{m}_f, N) \quad \text{(II.33)}$$

Ne consegue che le soluzioni del problema matematico studiato possono essere rappresentate in un dominio bidimensionale le cui variabili indipendenti sono la portata di combustibile \dot{m}_f e la velocità di rotazione N_{tc} .

In figura II.27 è stato riportato, a titolo di esempio, un dominio di funzionamento in funzione di portata di combustibile e velocità di rotazione

Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas adimensionalizzate rispetto ai valori nominali. In tale figura sono stati rappresentati tutti i vincoli che di fatto delimitano il dominio di funzionamento. E' evidente che il dominio risulta fortemente influenzato da cosa accade all'interno del compressore. Altre limitazioni sono imposte dalla turbina, dalla temperatura massima ammissibile all'ingresso in turbina, fissata pari a 1300 K e dal limite meccanico imposto in base al quale non è immaginabile di andare oltre il 10% la velocità nominale.

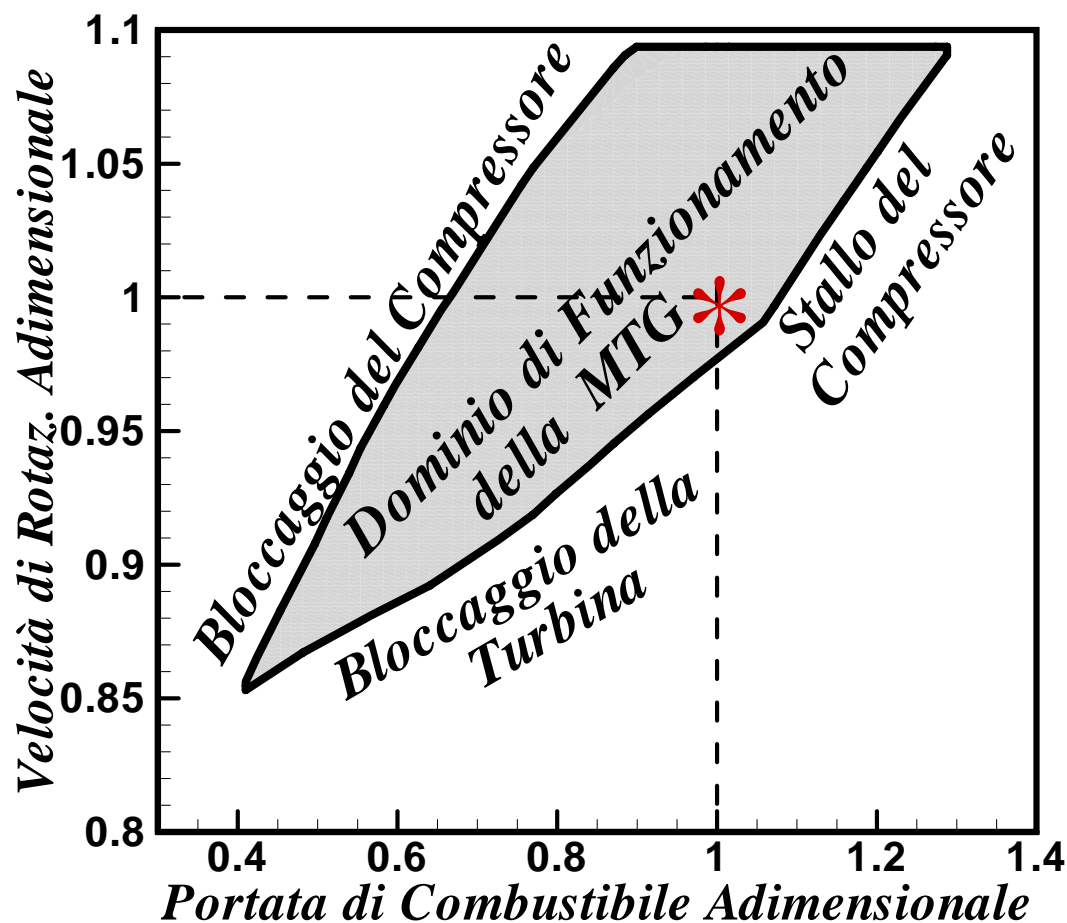


Figura II.27: limiti del dominio di funzionamento

II.7.2 Analisi di accoppiamento: risultati configurazione base

In questi anni sono stati costruiti diversi domini di funzionamento, al variare sia del grado di by pass del rigeneratore che del combustibile usato. [II.1-3]

E' ovvio che una attenta analisi di cosa accada nel fuori progetto nel caso in cui venga adottata la configurazione base è fondamentale in quanto sarà questa la base di confronto per tutti i risultati successivi.

Rispetto al dominio mostrato nel precedente paragrafo come esempio, si è scelto per comodità e per maggiore chiarezza nell'interpretazione dei risultati, di riportare ciascun parametro termodinamico come funzione della potenza disponibile all'albero e della velocità di rotazione. In tal modo è facile valutare cosa accada a carico parziale e quale punto operativo a un dato valore di potenza possa essere ottimale per quanto riguarda gli indici prestazionali e quelli riguardanti le emissioni inquinanti. Appare subito evidente che operare a velocità costante non è molto conveniente dal punto di vista del rendimento (figura II.28a) in quanto è possibile raggiungere lo stesso carico parziale, ad esempio quello corrispondente al 60% del valore nominale, ovvero 66 kW, operando a velocità variabile senza che vi sia un crollo del rendimento. Infatti si passa dal 34% del punto nominale, evidenziato dal pallino rosso in tutti i grafici, al poco più che 25%, mentre, qualora si possa operare a velocità variabile, esistono punti operativi a parità di carico che risultano essere decisamente migliori per quanto riguarda tale indice, a quasi 58000 giri al minuto si può operare ad esempio con un rendimento superiore al 30%. Dalla stessa figura risulta però evidente che per quanto riguarda la concentrazione di NOx vale esattamente il contrario.

Per quanto riguarda l'indice di emissione di NOx bisogna ricordare quanto già affermato nel paragrafo II.3 del presente capitolo riguardante la particolare legge di distribuzione del carico: in base a tale andamento in caso di funzionamento a carico parziale le emissioni inquinanti tendono ad aumentare in quanto diventa maggiore l'influenza del condotto diffusivo nel quale è immessa miscela stechiometrica rispetto a quello premiscelato (figura II.5). Tale legge è la causa dell'andamento particolare che ha l'indice di emissione

_____ Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas di NO_x, che presenta un minimo in corrispondenza del punto di progetto e che conserva la tendenza ad avere la condizione ottimale per valori di portata di combustibile prossimi a quello nominale. Fatta questa doverosa precisazione, senza la quale non sarebbero del tutto comprensibili le isolinee raffiguranti la concentrazione di NO_x, è evidente che l'operazione a velocità costante comporta un minore incremento di produzione di inquinanti, che raggiungono valori inaccettabili qualora si voglia far funzionare l'impianto a una velocità minore rispetto a quella di progetto. Di contro, come evidenziato in figura II.28b, l'indice di emissione della CO₂ si comporta in maniera diametralmente opposta. Del resto, essendo tale indice di emissione il quantitativo di anidride carbonica emessa per kilowattora prodotto, è ovvio che dipenda fortemente da quanto il ciclo sia penalizzato, oltre che da cosa accade all'interno della camera di combustione. Sempre in figura II.28b è riportato l'andamento dell'indice di risparmio energetico, come da eq. II.6. . E' chiaro che, pur ipotizzando di riuscire ad utilizzare l'intero quantitativo di potenza termica disponibile per fini cogenerativi, per bassi valori di potenza il sistema non riesce a raggiungere il punto di pareggio e lavora energeticamente e quindi anche economicamente in perdita. Esistono diversi indici, oltre all'indice di risparmio energetico, utili per valutare quanto l'impianto di cogenerazione sia effettivamente versatile e funzionale al variare delle condizioni operative: quelli riportati in figura II.29 sono sicuramente fra i maggiormente efficaci.

In figura II.29a sono evidenziati gli andamenti sia dell'indice energetico nazionale IEN che del fattore di utilizzazione dell'energia, ovvero il rapporto fra energia elettrica e termica. E' chiaro che un impianto che abbia un Ien basso e un rapporto "r" inferiore all'unità non è conveniente dal punto di vista energetico né economico. Valori accettabili dello Ien e di r si hanno solo in prossimità del valore di progetto ed in caso di richieste di carico superiori alla norma, mentre, per carichi parziali, i valori si allontanano da quelli ottimali. Del resto è evidente dalla figura II.29b che il caso del ciclo pienamente rigenerativo non sia ottimale per scopi cogenerativi, in quanto la temperatura a cui è disponibile il gas difficilmente supera i 530 K e la potenza termica

_____ Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas disponibile si aggira intorno ai 100 kW termici. Per poter approfondire meglio quanto accada all'impianto al variare delle condizioni operative, in figura II.30 e II.31 sono stati rappresentati gli andamenti di alcuni parametri caratterizzanti l'impianto. In figura II.30a sono infatti riportate le temperature misurate all'ingresso e all'uscita dal combustore. E' ovvio che migliore è il comportamento del rigeneratore più alta sarà la temperatura di ingresso in turbina. In figura II.30b sono riportati gli andamenti sia della portata d'aria in ingresso al sistema che della portata di combustibile immessa in camera di combustione.

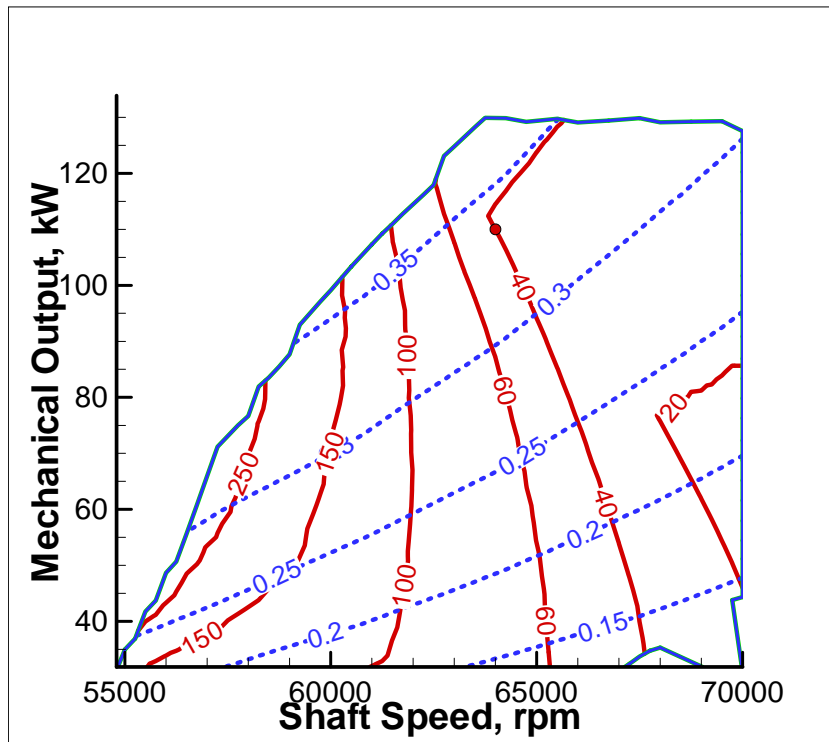
In figura II.31 viene approfondito il comportamento del compressore, essendo questo uno dei componenti critici per il sistema. In figura II.31a possono essere valutate le variazioni di rapporto di compressione e di rendimento adiabatico all'interno del dominio di funzionamento, mentre in figura II.31b lo stesso dominio di funzionamento è stato rappresentato in funzione della portata d'aria e del rapporto di compressione ed all'interno di questo sono stati raffigurati quelli che nel grafico precedentemente erano stati presi come parametri di riferimento: velocità di rotazione e potenza.

E' chiaro che il grafico in figura II.31b appare maggiormente esaustivo per studiare il comportamento del compressore, in quanto appare chiaro quando, variando potenza e velocità, ci si avvicina a problemi legati allo stallo o, all'opposto, al bloccaggio del compressore. E' altresì evidente che limite superiore e inferiore del dominio in figura II.31.b sono imposti dal fatto di aver imposto valori minimi e massimi alla potenza elettrica, mentre il margine sinistro del dominio coincide con la "surge line", come evidenziato in figura II.32 [II.2] . Fatta questa doverosa premessa, appare evidente che a carico parziale

il

Ciclo pienamente rigenerativo ($X_b=0$) – Combustibile gas naturale – velocità e portata comb. variabili

(a) *eta*
 ——— *conc. NOx, p.p.m.*



(b) *EICO2, g/kWh*
 ——— *IRE*

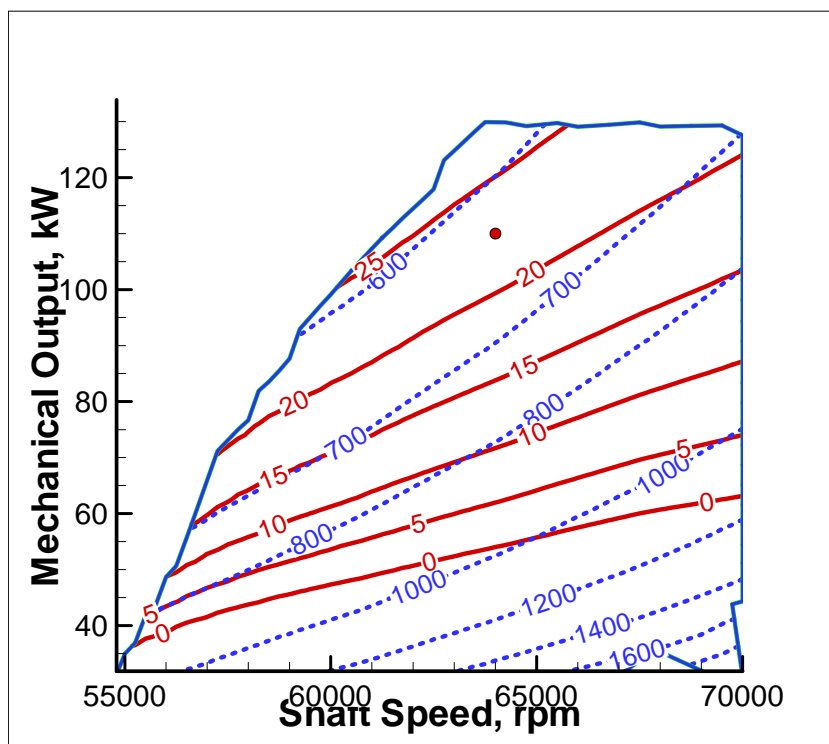
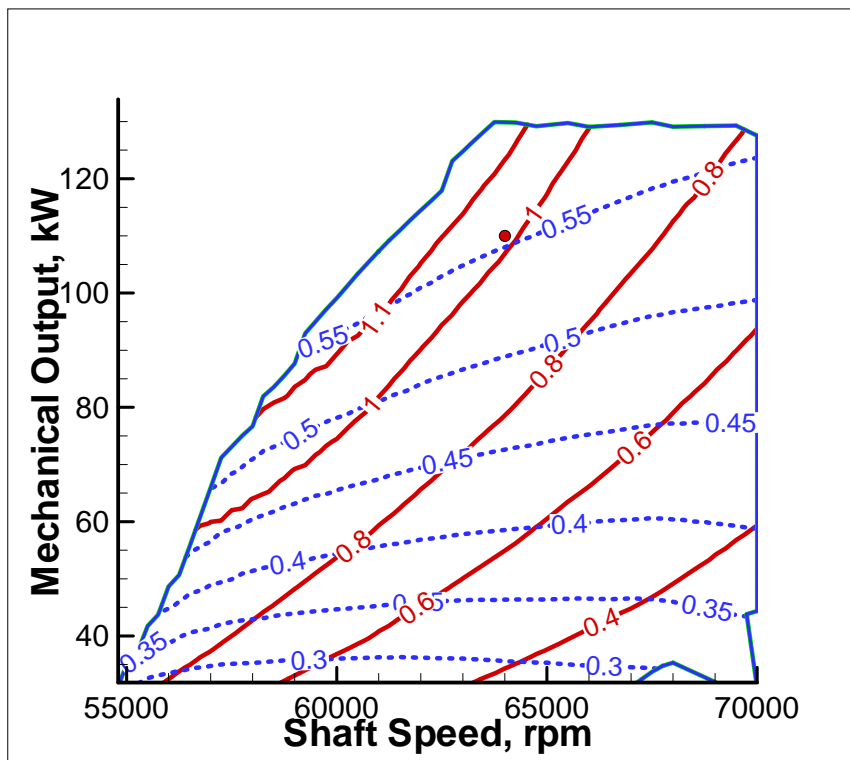


Figura II.28: Isolinee parametri caratteristici all'interno del dominio

(a) IEN
 — r



(b) $T4$ uscita rigeneratore, K
 — Potenza termica disponibile Q_u , kW

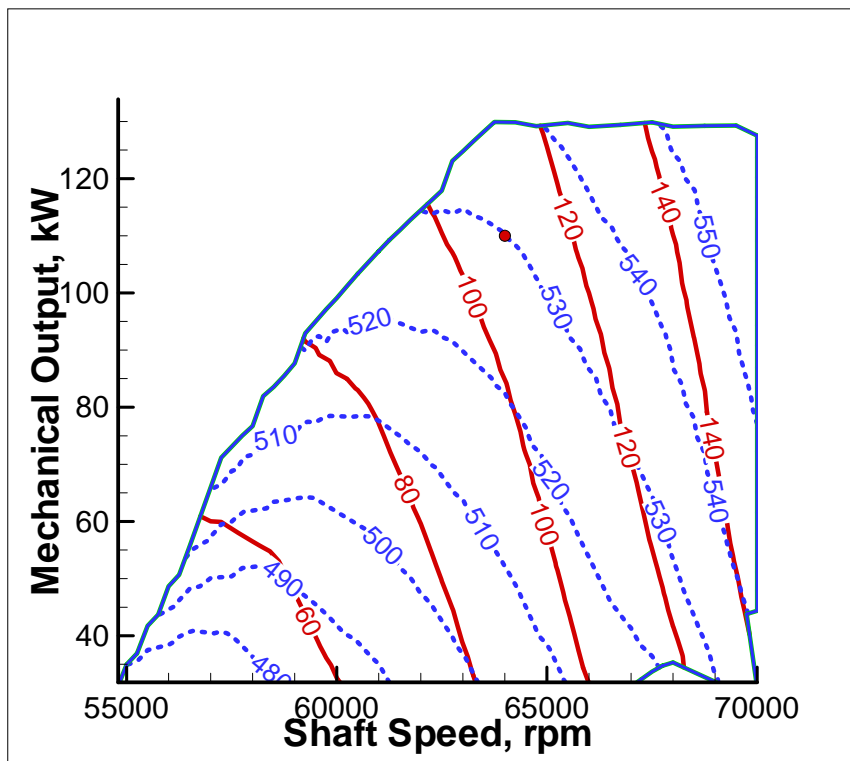
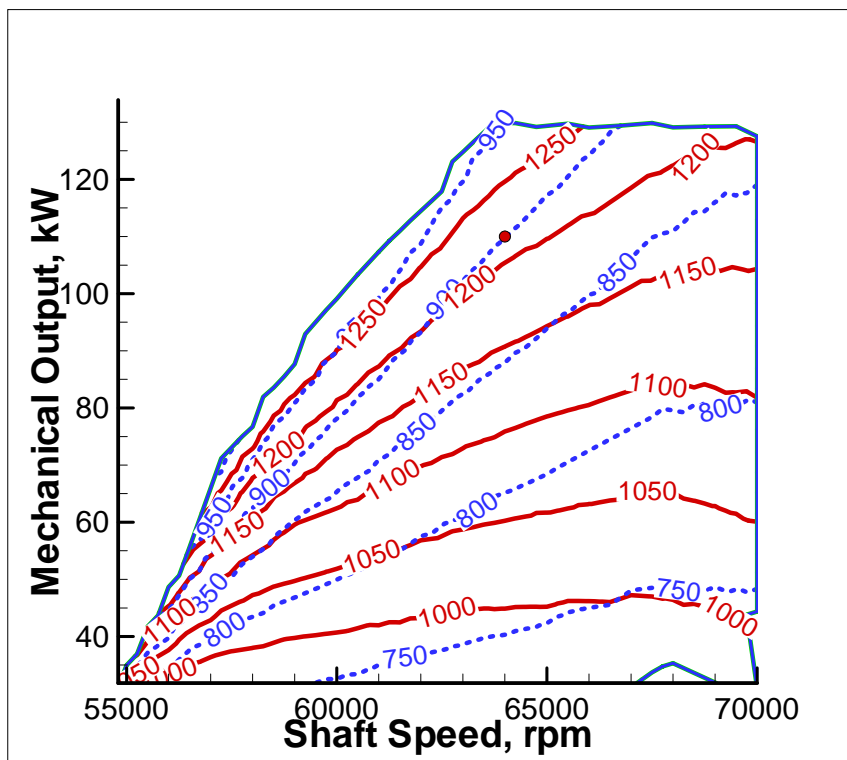


Figura II.29: Isolinee parametri caratteristici all'interno del dominio

(a) $T_{\text{ingresso combustore}}, K$
 ——— $T_{\text{uscita combustore}}, K$



(b) portata d'aria, kg/s-
 ——— portata di combustibile, kg/s

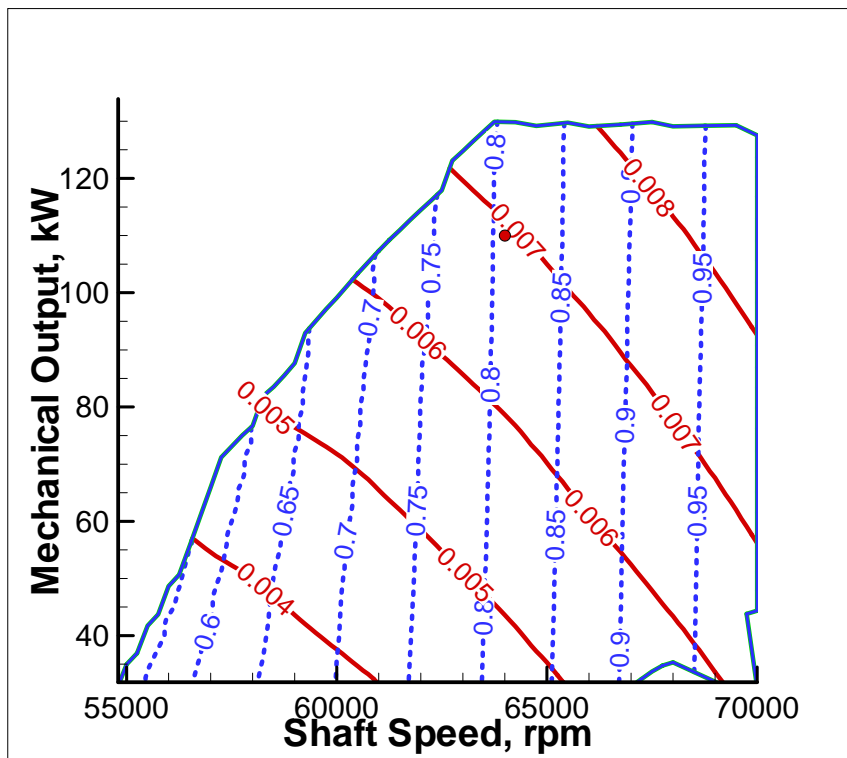
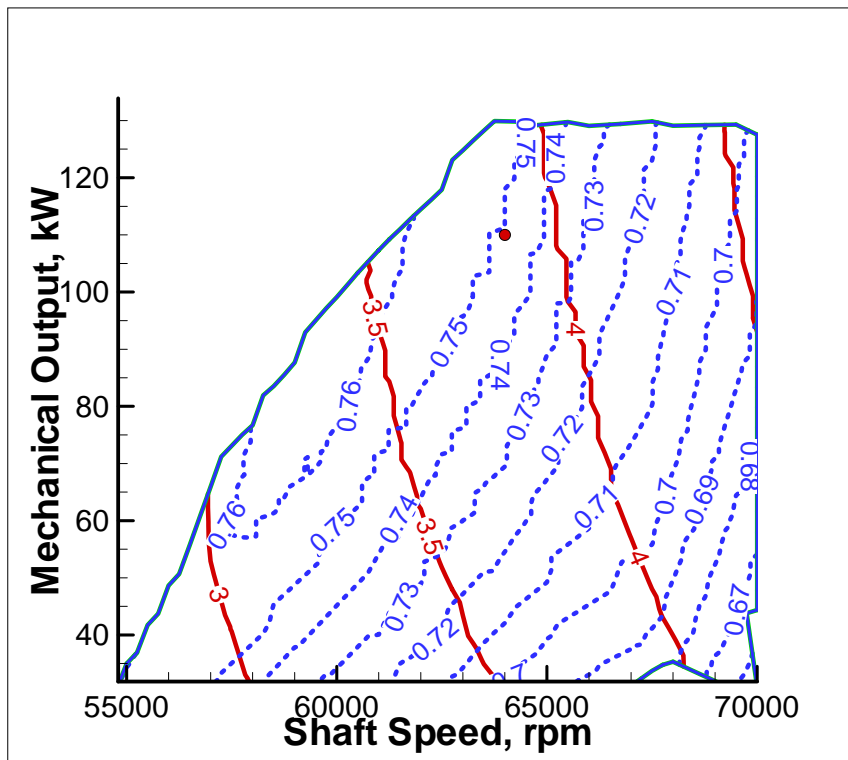


Figura II.30: Isolinee parametri caratteristici all'interno del dominio

- (a) $\eta_{\text{adiabatico compressore}}$, -
 — $\beta_{\text{compressore}}$, -



- (b) $\eta_{\text{adiabatico compressore}}$, -
 — Velocità di rotazione, giri/min

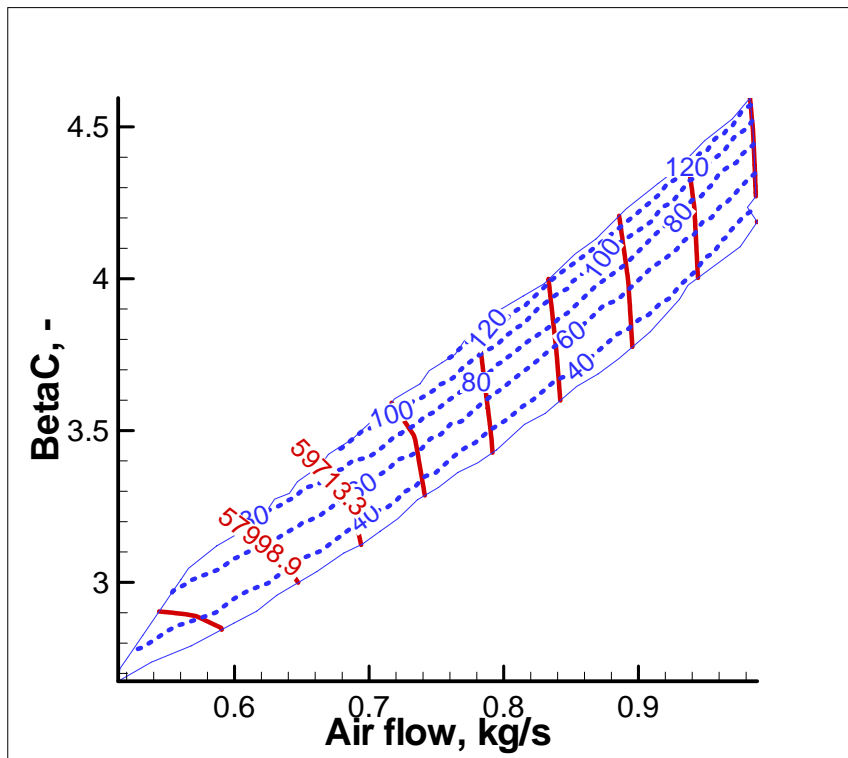


Figura II.31: Isolinee parametri caratteristici all'interno del dominio

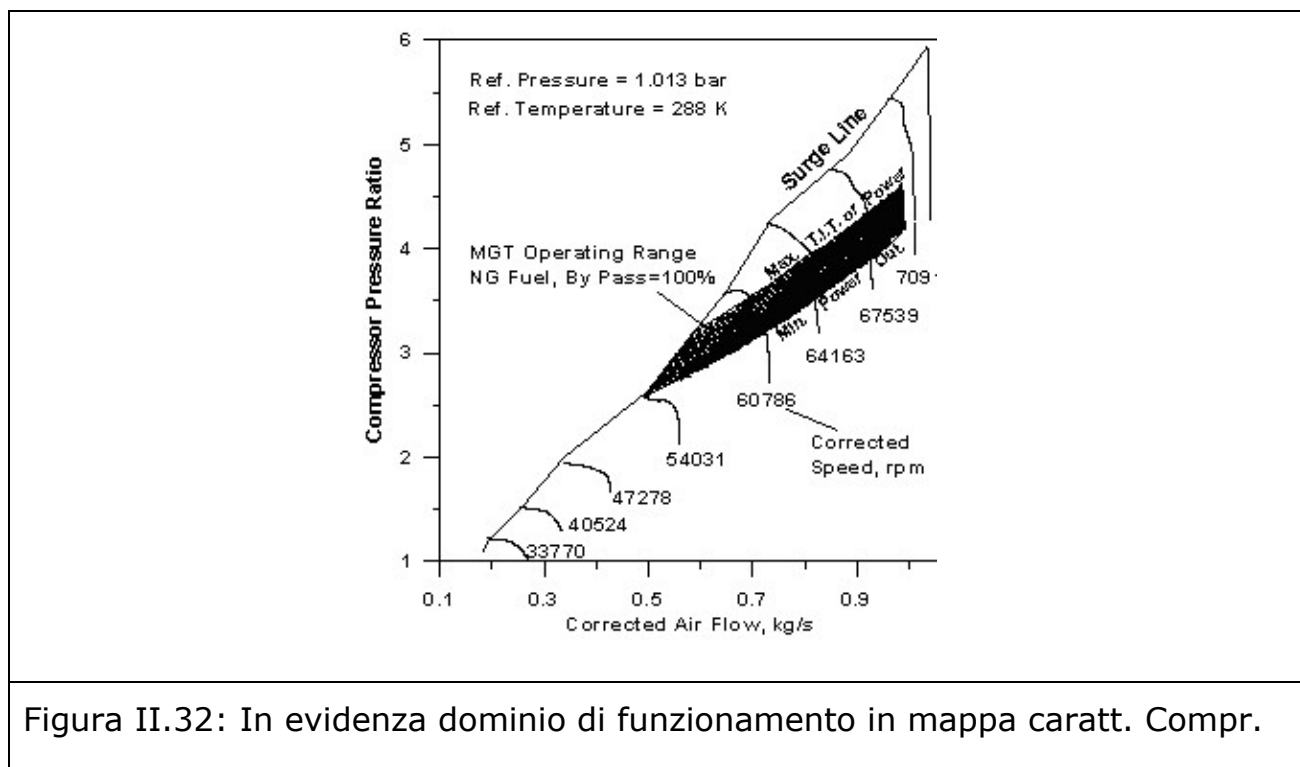


Figura II.32: In evidenza dominio di funzionamento in mappa caratt. Compr.

compressore non riesce a portare l'aria che elabora alla pressione voluta ma si attesta su valori a volte anche di molto più bassi.

II.7.3 Analisi di accoppiamento: risultati gas naturale al variare di X_b

Nel sottoparagrafo precedente ci si è soffermati sugli indici cogenerativi e si è valutato che, in caso di ciclo pienamente rigenerativo, ben poco spazio è concesso al recupero termico. Per garantire maggiore versatilità di impiego, l'Ansaldo, come già più volte detto, ha previsto una valvola di by pass del rigeneratore che possa garantire, qualora serva, una maggiore potenza termica recuperata disponibile all' HRSG.

Per studiare il comportamento dell'impianto in queste particolari condizioni si è scelto di costruire domini di funzionamento sempre bidimensionali, con l'unica differenza rispetto a quanto già visto che nelle figure II.33 e II.34 i gradi di libertà sono portata di combustibile e la frazione di by pass del rigeneratore, avendo fissato la velocità di rotazione al valore nominale pari a 64000 giri al minuto. In figura II.35, invece, si è operato, a frazione di by pass costante, secondo le modalità già note dai paragrafi precedenti.

Xb variabile – Combustibile variabile, gas naturale – velocità nominale

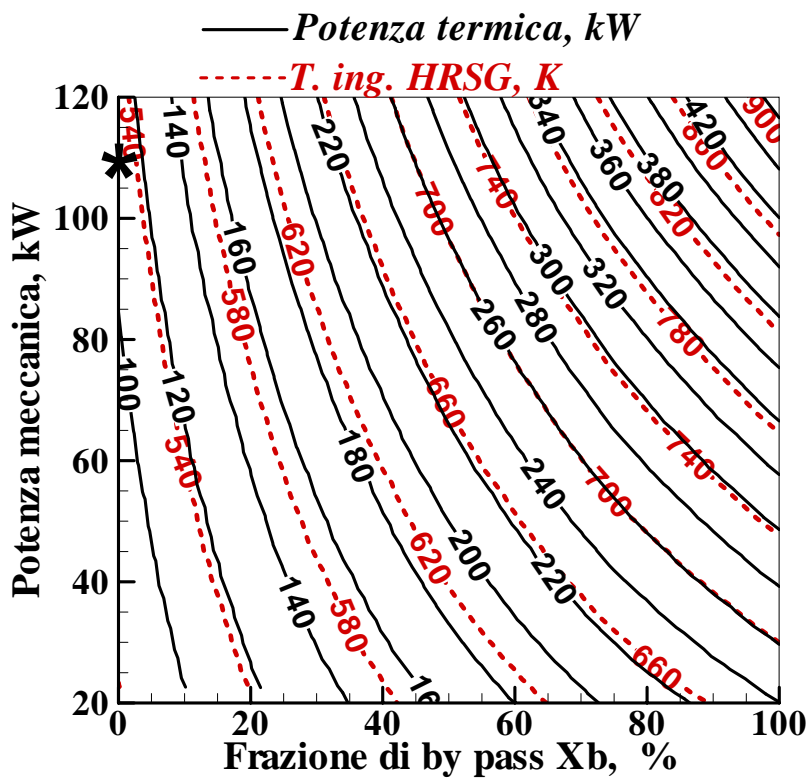
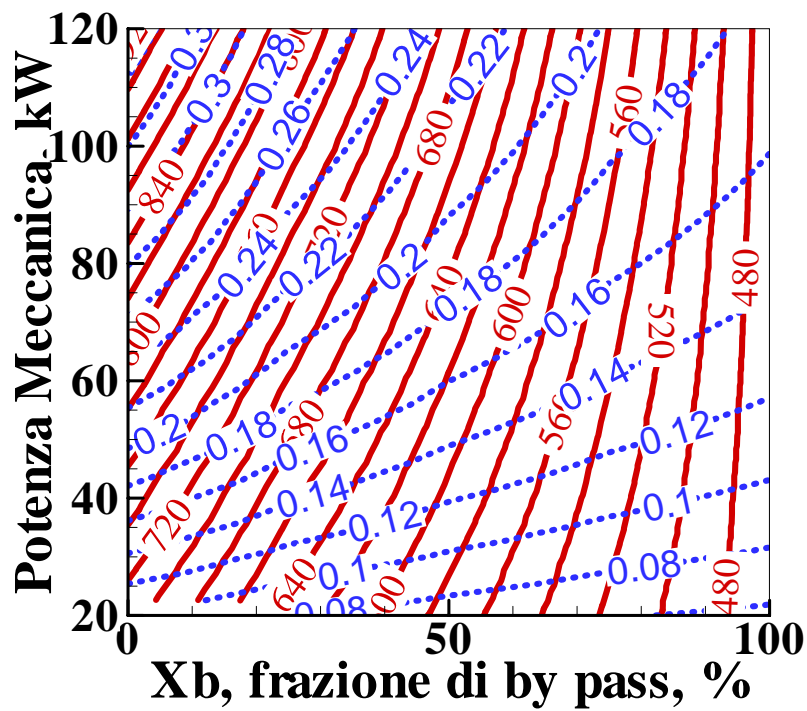


Figura II.33: Dominio di funzionamento a Xb variabile

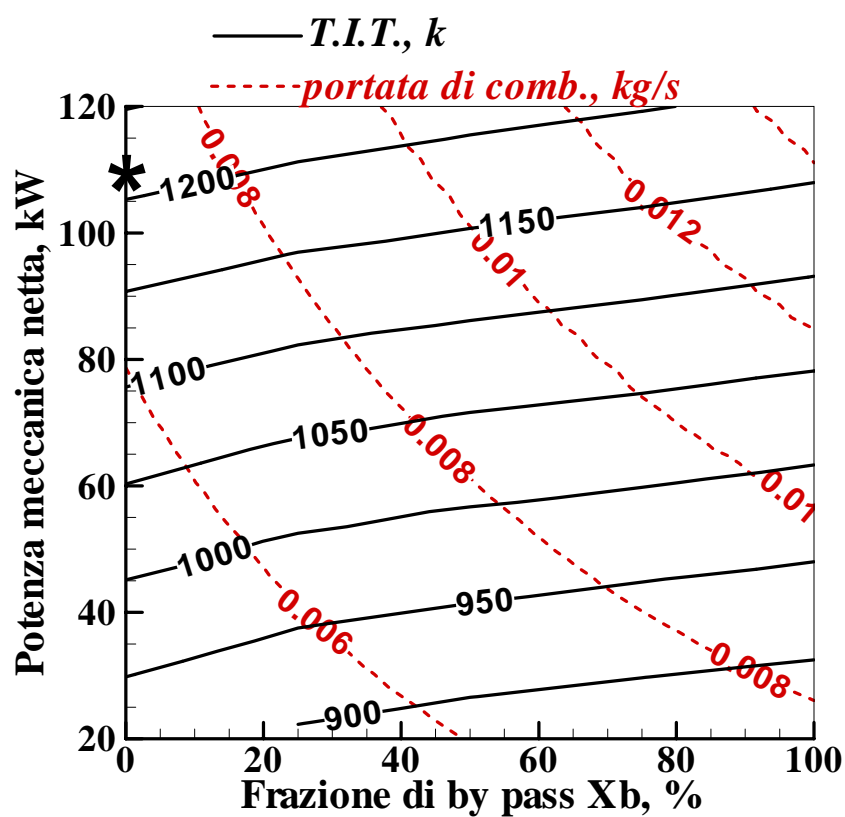
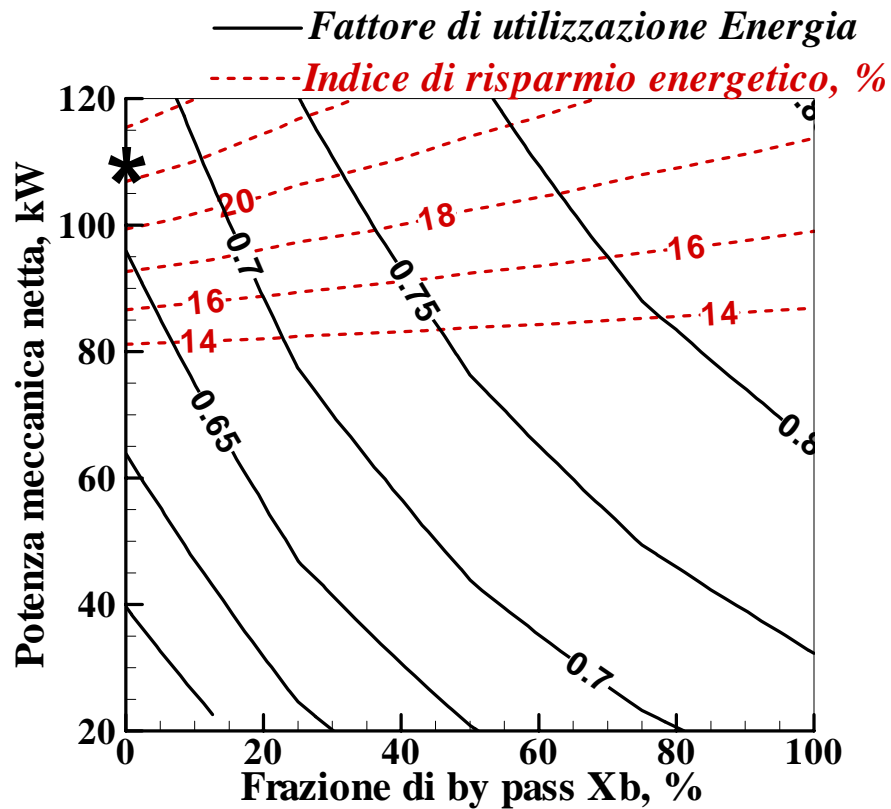


Figura II.34: Dominio di funzionamento a X_b variabile

$Xb = 0.50$ (a) e 1.00 (b) – Velocità di rotazione e portata combustibile variabili, combustibile gas naturale

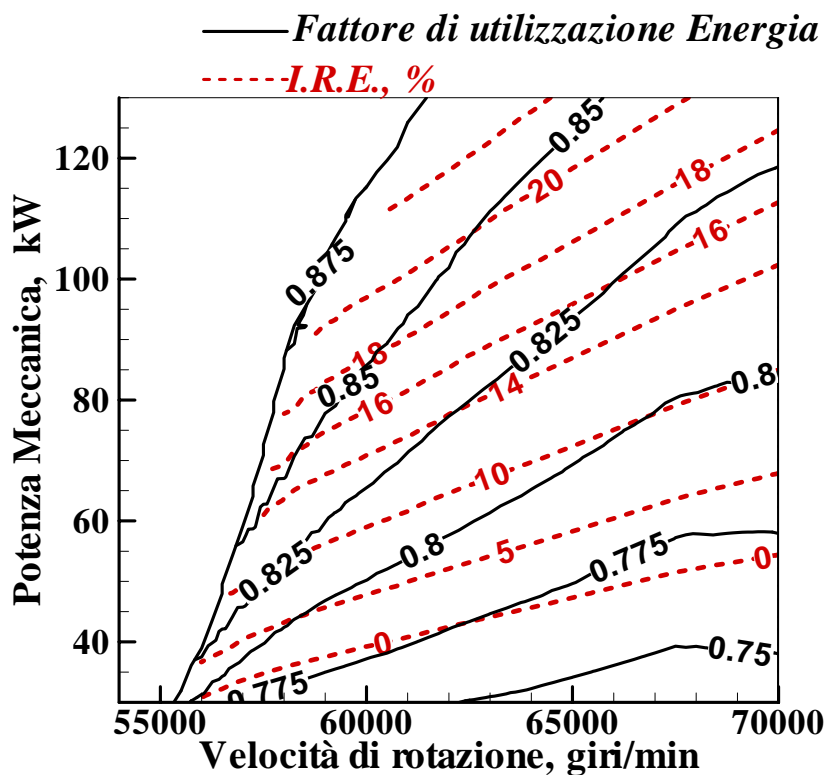
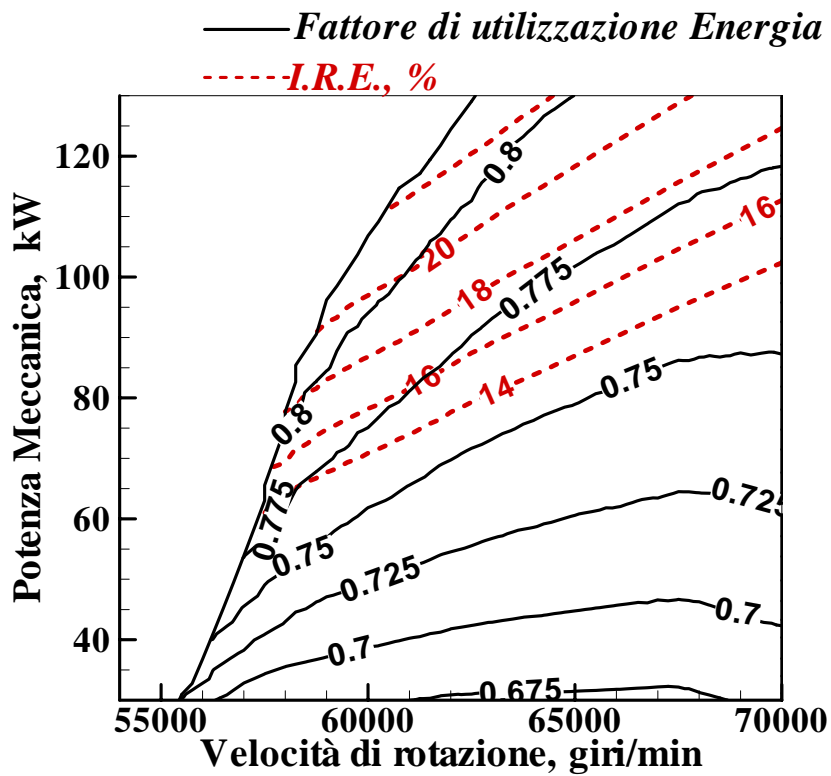


Figura II.35: dominio di funzionamento, x_b 0.5 e 1.00, IRE e r

Già da figura II.33 appare evidente che, come prevedibile, maggiore è la frazione di gas che by passa il rigeneratore peggiori saranno le prestazioni globali dell'impianto, sia per quanto riguarda gli indici e i parametri caratteristici che per quanto riguarda le emissioni di inquinanti. La causa è ovviamente la riduzione della temperatura di ingresso al combustore il cui andamento è riportato sempre in figura II.33a. Del resto in figura II.33b appare evidente che operando sulla valvola di by pass è possibile rendere disponibile all'utilizzatore finale, qualora serva, potenza termica maggiore, essendo la temperatura all' HRSG di molto più elevata rispetto a quella ottenibile dalla configurazione base. Ne consegue, come visibile in figura II.34a, che se da una parte si ha un aumento dell'indice di risparmio energetico, essendo maggiore il calore recuperabile, dall'altra il fattore di utilizzazione dell'energia stenta a raggiungere il valore unitario, il che equivale ad un funzionamento dell'impianto non ottimale da un punto di vista prettamente energetico. E' chiaro infatti che in tali condizioni la turbina sta producendo più calore che energia elettrica.

Per completezza sono stati riportati in figura II.35 i domini di funzionamento a velocità variabile per due valori fissati di frazione di by pass, pari rispettivamente al 50% (figura II.35a) e al 100% (figura II.35b).

IV.7.4 Analisi di accoppiamento: risultati combustibili alternativi

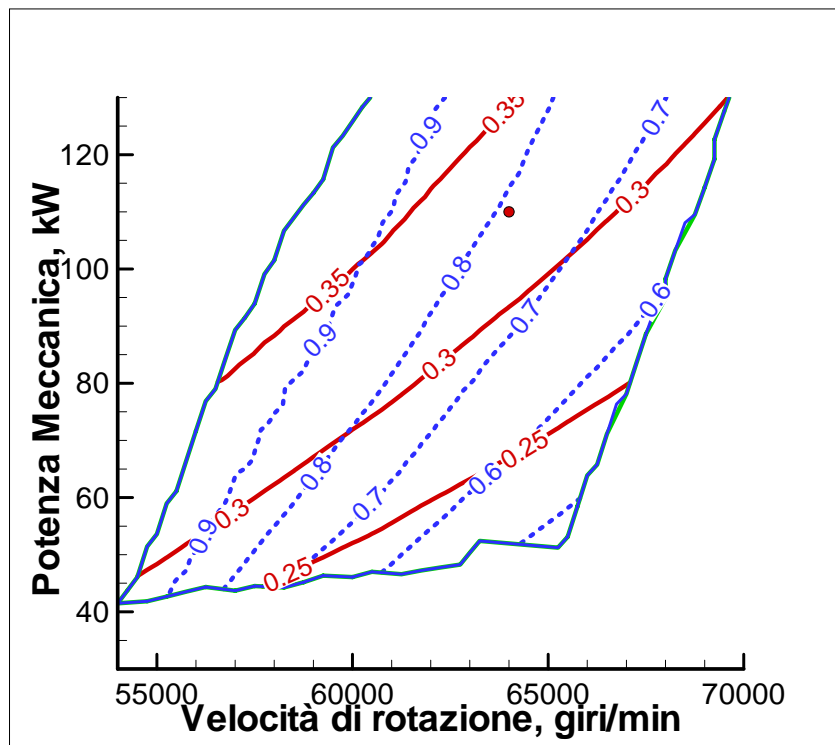
Come già detto nei paragrafi precedenti, uno degli scopi degli studi effettuati è valutare quanto sia flessibile l'impianto. A tal scopo sono state perpetrate numerose simulazioni utilizzando combustibili diversi e miscele di questi. E' evidente che, rispetto alla mera analisi termodinamica, la presenza delle mappe caratteristiche di compressore e turbina fa sì che si ottengano, soprattutto nel caso della biom(a), risultati del tutto differenti dato che in molti casi compressore e turbina vanno in stallo o bloccaggio.

Il combustibile derivato da biomasse mediante gassificazione ad aria, presentato durante l'analisi termodinamica, come già previsto è quello che induce maggiori problematiche per quanto riguarda l'analisi di accoppiamento. In figura II.35 ne è raffigurato il dominio di funzionamento. Non è stato riportato l'andamento dell'indice di emissione di NO_x in quanto non è apprezzabile la produzione di ossidi di azoto per questo combustibile, mentre è chiaro che l'emissione in atmosfera di CO₂, come visibile in figura II.35b, è di gran lunga superiore ai valori attesi nel caso di utilizzo di gas naturale. L'andamento del fattore di utilizzazione dell'energia mette in evidenza il fatto che l'impianto, qualora utilizzi detto combustibile, tende a sfruttare sempre in maniera non ottimale le risorse energetiche di cui dispone, in quanto si ha maggiore produzione di calore rispetto a quella di energia elettrica, anche in prossimità del punto di progetto. Questa particolarità è legata alla povertà del combustibile che non permette il raggiungimento di valori accettabili di rendimento energetico. Il dominio risulta ridotto nelle dimensioni rispetto al caso del gas naturale in quanto compressore e turbina non sempre riescono a smaltire le portate in gioco, sicuramente superiori rispetto alla norma. Dal grafico in figura II.36, in cui sono riportate le portate in gioco confrontate con il caso in cui venga utilizzato il gas naturale, è chiaro infatti che le portate di combustibile in gioco sono raddoppiate rispetto agli altri combustibili.

Del resto solo un'analisi più accurata, mediante utilizzo di analisi CFD della camera di combustione, potrà dire se effettivamente sia possibile l'accensione in camera di un combustione qualora venga utilizzato detto combustibile.

Combustibile: "bioma", ciclo pienamente rigenerativo, velocità di rotazione e portata di comb. variabili

(a) *fattore di utilizzazione energia, -*
 — *rendimento energetico, -*



(b) *T.I.T., K*
 — *Indice Emissione CO₂, g/kWh*

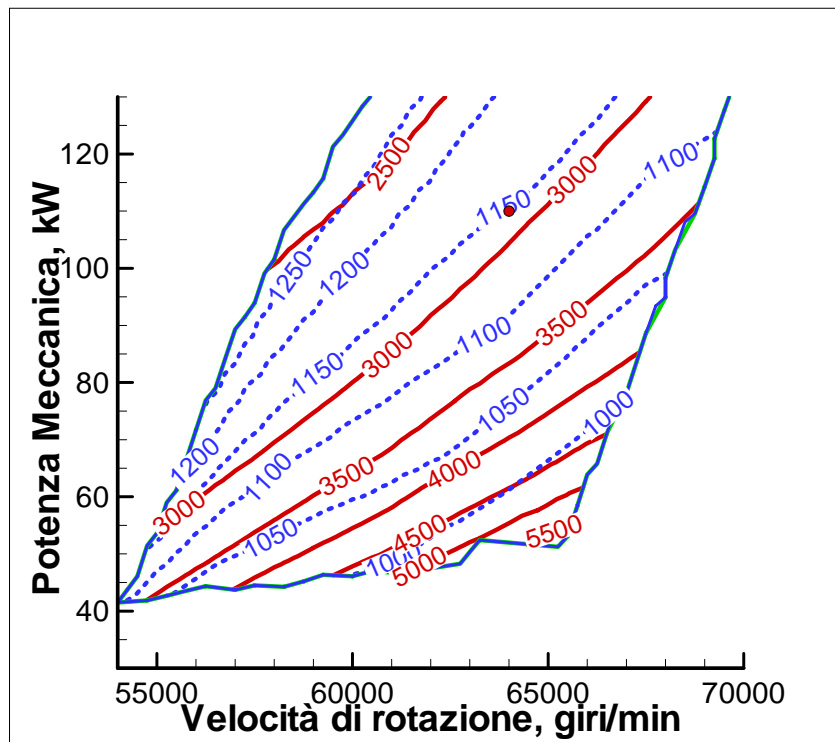


Figura II.35: domini di funzionamento, combustibile biomassa "bioma"

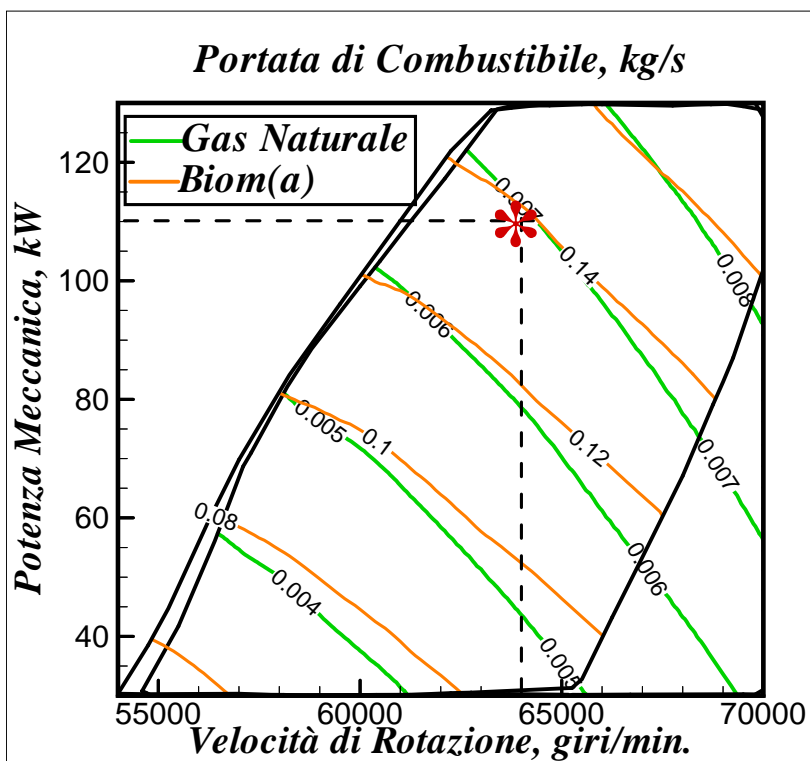
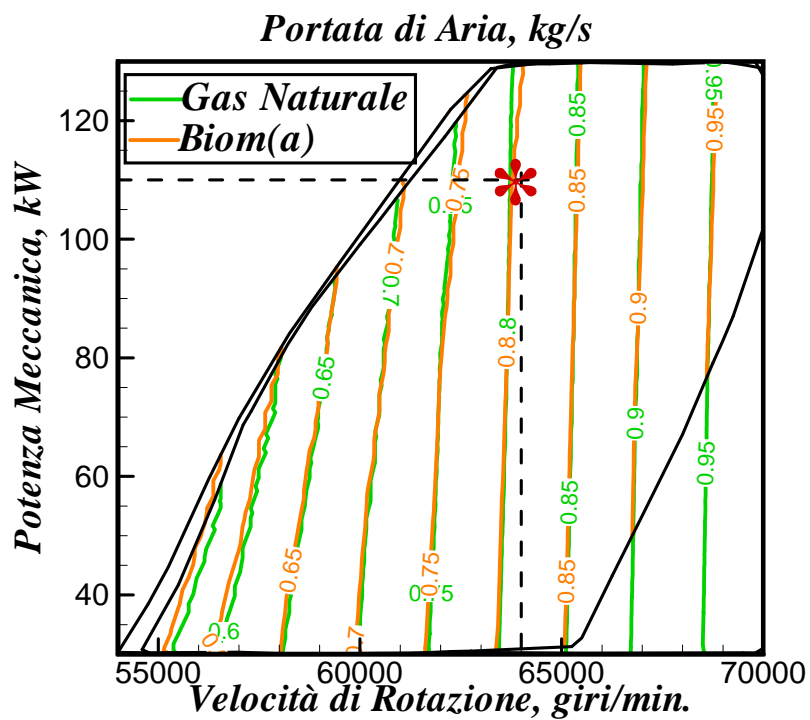


Figura II.36: Confronto fra domini, caso "bioma" e gas naturale

Per quanto riguarda gli altri due combustibili alternativi presi in considerazione, questi garantiscono prestazioni simili al caso in cui venga bruciato gas naturale, pur essendo realizzati entrambi partendo da scarti che altrimenti sarebbero stati destinati al mero incenerimento o ad altri usi. Il combustibile derivato da biomasse mediante gassificazione con ossigeno ha infatti rendimento energetico e emissione di NO_x simili al caso normale, come visibile in figura II.37a, anche se lievemente peggiori, mentre vi è maggiore produzione di CO₂, come raffigurato in figura II.37b. Da un punto di vista meramente termodinamico, quindi, l'impianto può funzionare utilizzando come combustibili diverse miscele ottenute mediante gassificazione di biomasse con notevoli differenze dovute al metodo con il quale tale combustibile sia ottenuto, in quanto dei due presi in considerazione uno è carente da un punto di vista di indici prestazionali ma ottimo per quanto riguarda la riduzione delle emissioni di ossidi di azoto, mentre l'altro è lievemente peggiore rispetto al caso normale per quanto riguarda le emissioni di inquinanti in genere, mentre è del tutto confrontabile per quanto riguarda i parametri termodinamici e gli indici prestazionali al gas naturale.

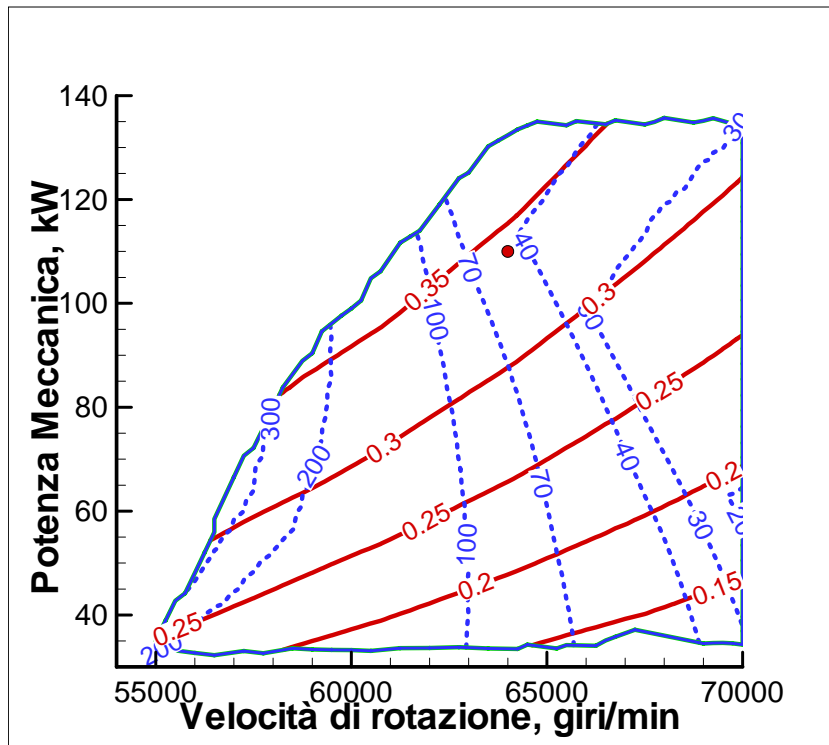
In figura II.38 sono riportati i domini di funzionamento realizzati ipotizzando di far operare l'impianto utilizzando come combustibile quello derivato da rifiuti solidi urbani (RSU).

Per poter ovviare alle limitazioni appena viste, si è pensato di simulare il comportamento dell'impianto anche in caso di utilizzo di miscele di gas naturale e combustibile alternativo. In particolare in figura II.39 sono riportati gli andamenti, a velocità nominale e in caso di ciclo pienamente rigenerativo, di alcuni parametri caratterizzanti l'impianto qualora si sia scelto come combustibile il gas naturale, il gas derivato da biomassa "bioma" e una miscela che preveda il 50% in frazione molare di entrambi i combustibili.

E' chiaro che tale miscela risulta sicuramente di più facile impiego rispetto all'uso della biomassa da sola, dato che le prestazioni si avvicinano di molto al caso riguardante la combustione con gas naturale, pur rimanendo l'indice di emissione di NO_x di gran lunga minore.

Combustibile: "biom(o)", ciclo pienamente rigenerativo, velocità di rotazione e portata di comb. variabili

(a) Concentrazione NOx, ppm
 — Rendimento termico, -



(b) Indice Emissione CO2, g/kWh
 — Fattore di utilizzazione energia, -

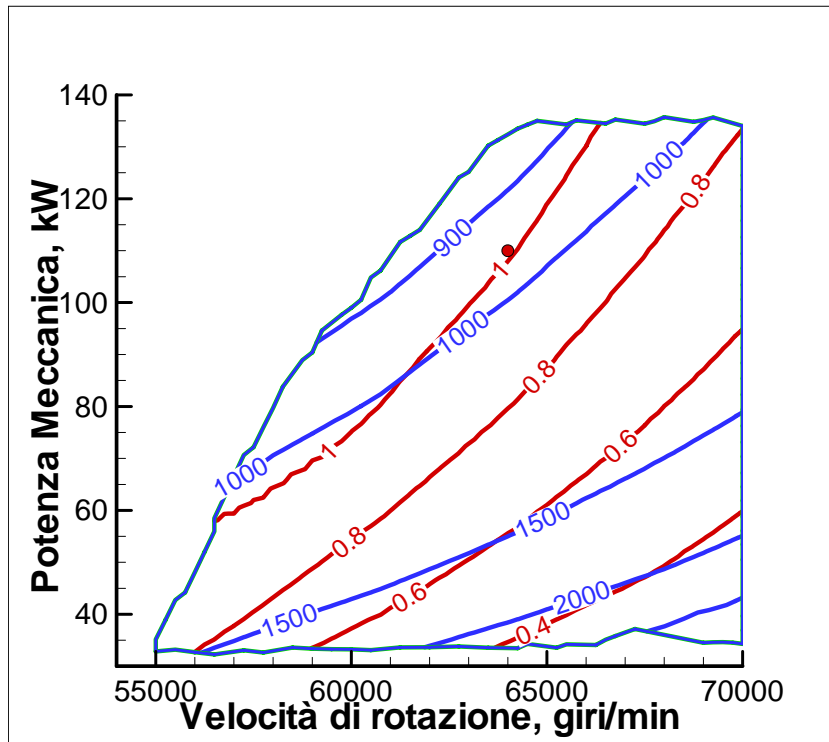
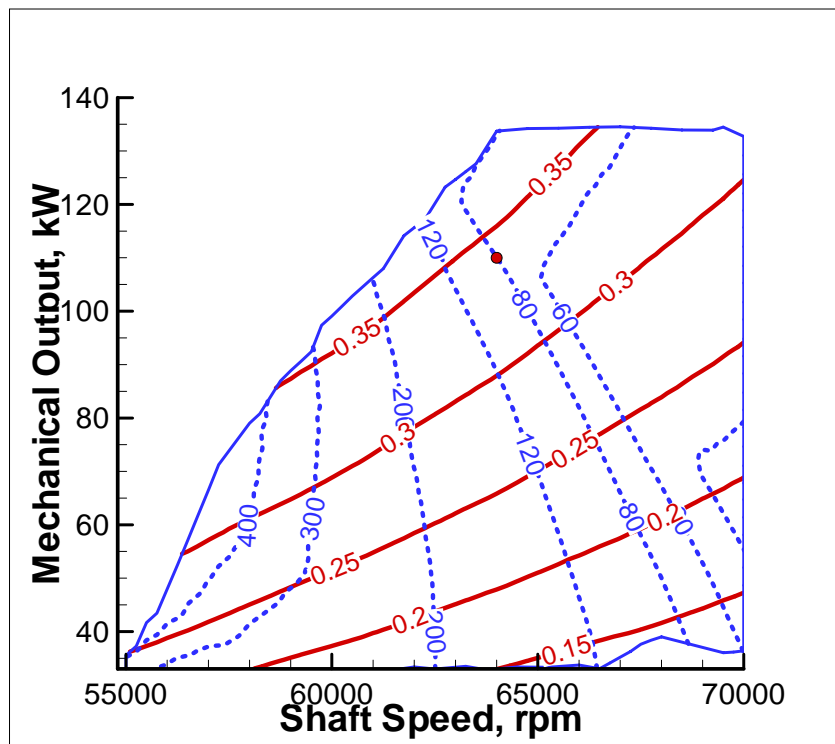


Figura II.37: domini di funzionamento, combustibile "biomo"

Combustibile: "RSU", ciclo pienamente rigenerativo, velocità di rotazione e portata di comb. variabili

(a) Concentrazione NOx, ppm
 — Rendimento termico, -



(b) Indice Emissione CO2, g/kWh
 — Fattore di utilizzazione energia, -

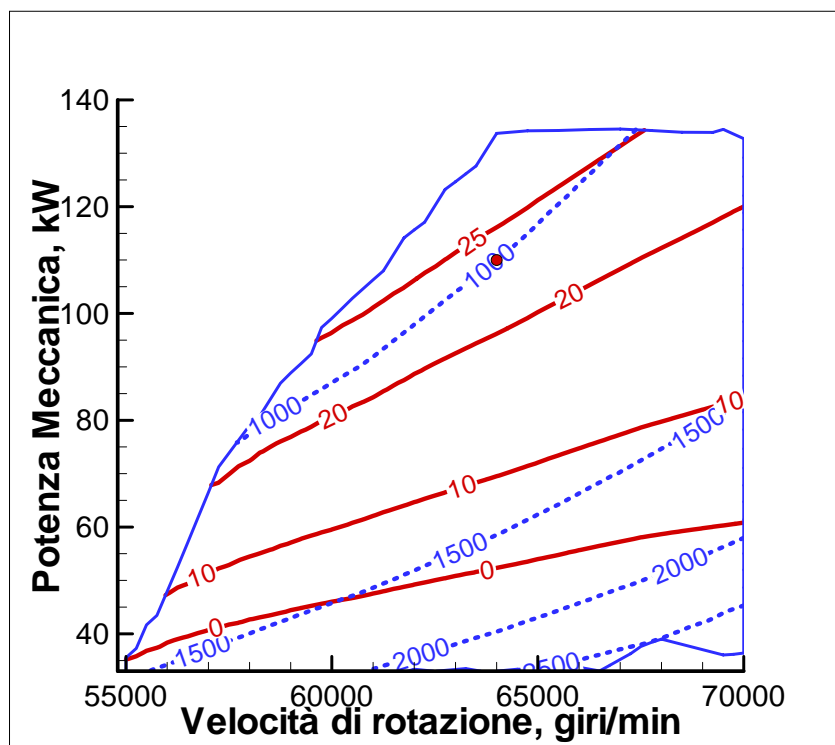
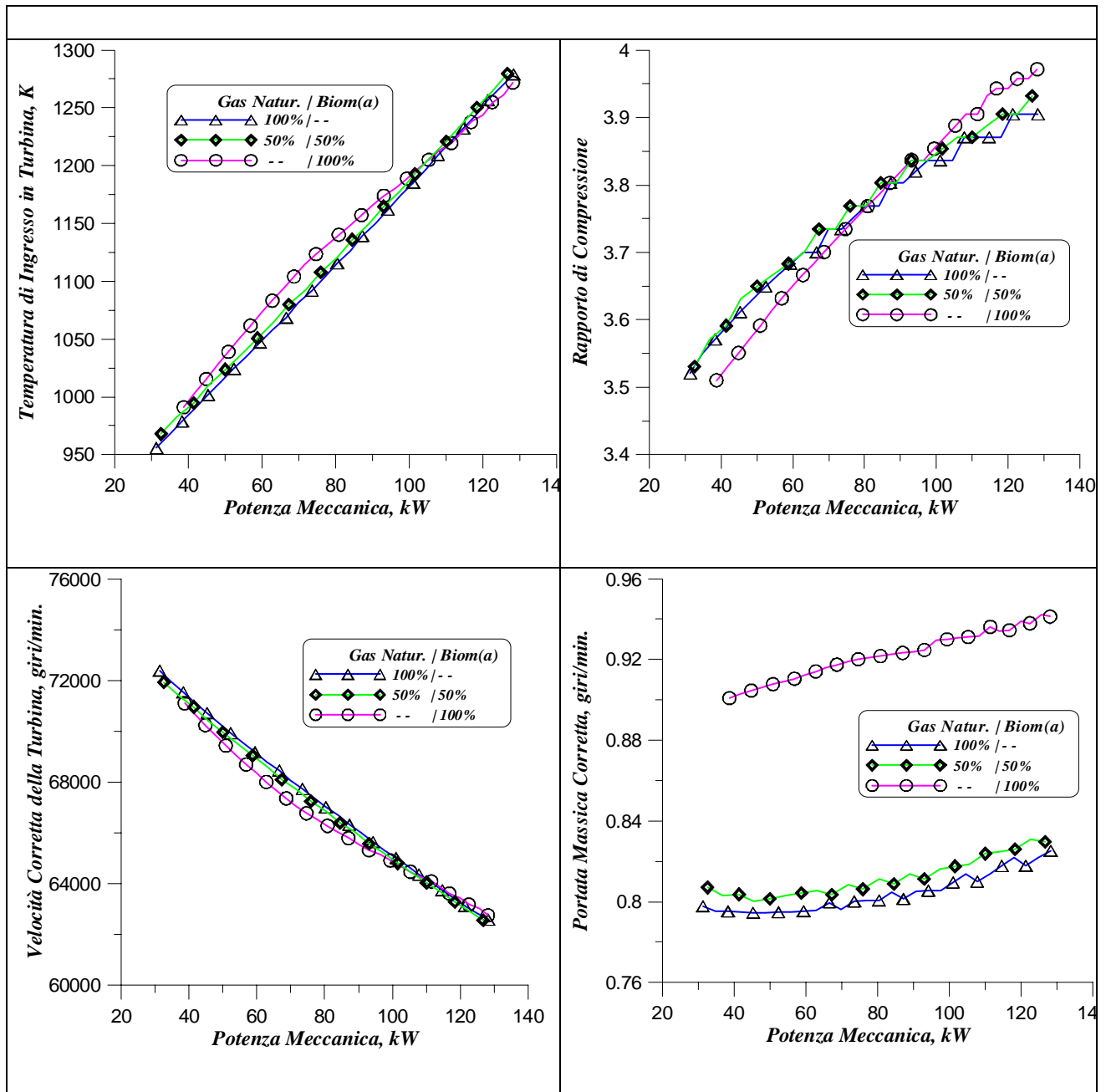


Figura II.38: domini di funzionamento, combustibile "rsu"



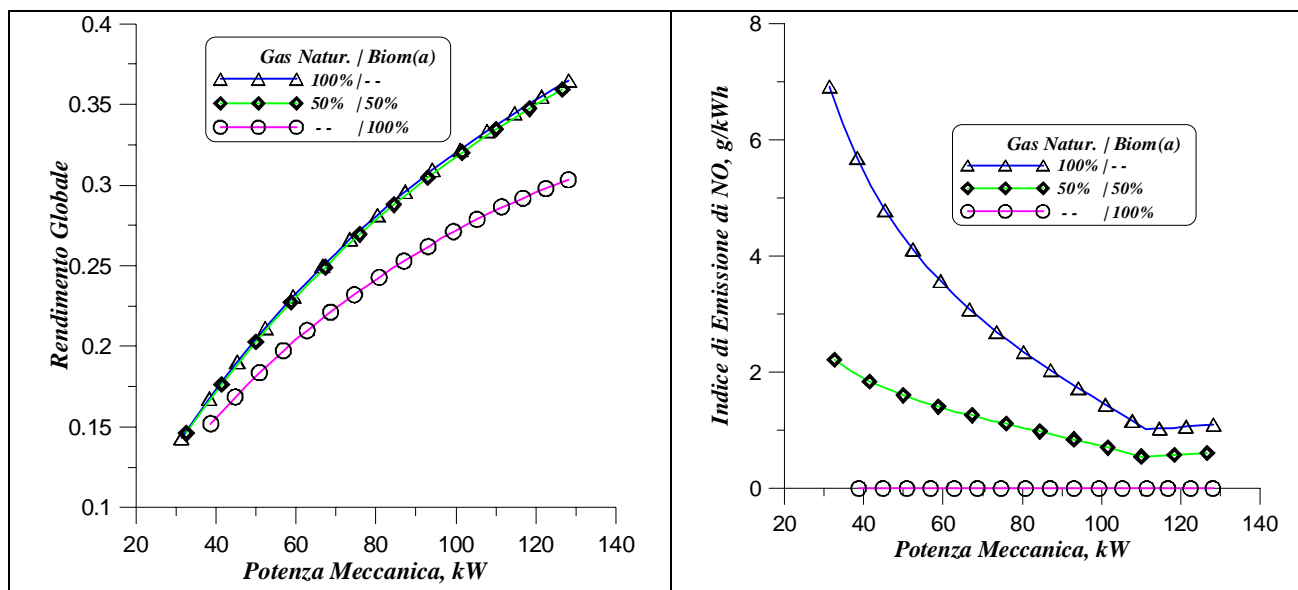


Fig. II.39. Andamenti dei parametri del ciclo con differenti miscele di combustibile.

II.8 Considerazioni sull'analisi stazionaria del fuori progetto

La costruzione dei domini di funzionamento non lascia dubbi sulle possibilità di impiego di un impianto di cogenerazione che utilizzi la micro turbina a gas da 100 kW progettata dall'Ansaldo Ricerche. Appare evidente da questo tipo di analisi ancor più che dalla sola analisi termodinamica che l'impianto è versatile e flessibile, prestandosi a diversi utilizzi sia per quanto riguarda le richieste di carico, sia termico che elettrico, che per quanto riguarda il funzionamento mediante l'uso di combustibili alternativi.

Tale analisi costituisce il punto di partenza per successivi calcoli fluidodinamica mediante analisi CFD, in quanto stabilisce quali siano le condizioni al contorno. Infatti solo mediante analisi CFD si potrà valutare in maniera più completa il comportamento della camera di combustione e verificare quanto ipotizzato dallo studio dei risultati presentati in questo capitolo. In particolare ci si dovrà soffermare su quelle condizioni per le quali già l'analisi di accoppiamento ha evidenziato condizioni di non facile funzionamento e valutare con modelli più accurati le emissioni di inquinanti, in particolare valutando quali siano le emissioni di CO, non presa in

_____Capitolo II: il campo operativo della micro-turbina a gas
considerazione in questo studio. Valutare se poi sia possibile passare
realmente da una condizione operativa all'altra sarà oggetto del prossimo
capitolo, in quanto limite naturale dell'analisi stazionaria è il non poter
stabilire se effettivamente sia possibile raggiungere una determinata
condizione partendo dai valori legati al funzionamento nel punto nominale.

Bibliografia Capitolo II

- [II.1] Bozza, F., Cameretti, M.C., and Tuccillo, R., 2005, "Adapting the Micro-Gas Turbine Operation to Variable Thermal and Electrical Requirements", ASME Jnl. Of Gas Turbines and Power, vol. 127, pp. 514-524.
- [II.2] Tuccillo, R., 2005, "Performance and Transient Behaviour of MTG based Energy Systems", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", RTO-MP-AVT-131.
- [II.3] Bozza F., Cameretti, M.C. Piazzesi R., Pontecorvo A., Reale F., Tuccillo R., "Analisi del funzionamento stazionario di una microturbina a gas alimentata a gas naturale e con combustibili alternativi", atti del "International Conference Megalia", Sorrento – Italy, 30 Settembre-2 Ottobre 2004.
- [II.4] Bozza, F., Senatore, A., and Tuccillo R., 1996, "Thermal Cycle Analysis and Components Aero-Design for Gas Turbine Concept in Low-Range Cogenerating Systems," ASME Jrl of Eng. for Gas Turbines and Power, vol. 118, pp. 792-802.
- [II.5] McDonald, C. F., 1997, " Ceramic Heat Exchangers-The Key to High Efficiency in Very Small Gas Turbines", ASME Paper 97-GT-463
- [II.6] Rodgers C., McDonald F.C. 2005, "Ceramic Recuperator and Turbine the Key to Achieving a 40 Percent Efficient Microturbine", ASME paper 2005-GT-68644
- [II.7] Tuccillo R., Cameretti, M.C., 2005, "Combustion And Combustors for MGT Applications", VKI/LS on "Micro Gas Turbines", RTO-MP-AVT-131. Cameretti, M.C., and Tuccillo, R., 2004, "Comparing Different Solutions for the Micro-Gas Turbine Combustor", ASME paper GT-2004-53286.
- [II.8] Parente J., Mori G., Anisimov, V., Croce G., 2004, "Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design and CFD Analysis", ASME paper GT2004-54247

- [II.9] V.M. Phi, J.L. Mauzey, V.G. McDonell and G.S. Samuelsen, 2004, "Fuel Injection And Emissions Characteristics of a Commercial Microturbine Generator" ASME paper GT-2004-54039
- [II.10] Jeffery A. Lovett and Kevin T. Uznanski, 2002, "Prediction Of Combustion Dynamics In A Staged Premixed Combustor ",ASME paper GT-2002-30646
- [II.11] Bozza,F. ,Cameretti, M.C., Tuccillo, R.,2001,"Performance Prediction and Combustion Modelling of Low-CO2 Emission Gas Turbines", ASME paper 2001-GT-0066
- [II.12] Bozza, F., Fontana, G., and Tuccillo R., 1994, "Performance and Emission Levels in Gas Turbine Power Plants," ASME Transactions – Journ. of Eng. for Gas Turb. and Power, vol. 116, pp. 53-62
- [II.13] Mc Bride, B.J., and Gordon, S., 1994, "Computer Program for Calculation of Complex Equilibrium Composition and Applications", NASA RP 1311, parts I and II.
- [II.14] Zeleznick F.J., Gordon,S.,1968, "Calculation of Complex Chemical Equilibria," Industrial and Engineering Chemistry, Vol.60, No.6, pp 27-57.
- [II.15] Zel'dovich Y.B., Sadovnikov P.Y., Frank-Kamenetskik D.A., 1947, "Oxidation of Nitrogen in Combustion," Academy of Science of SR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad.
- [II.16] Bozza F., Rizzo G., and Tuccillo R., 1998, "Identification of a Model for Monitoring Nitric Oxide Emissions in a Gas Turbine Power Plant," in "Theory and Practice of Control and Systems", World Scientific Publishing Ltd. London UK, pp. 437-442, ISBN 981-02-3668-9.
- [II.17] Bozza F. ,Cameretti M.C. ,Tuccillo R., 2003, "Adapting the Micro-Gas Turbine Operation to Variable Thermal and Electrical Requirements", ASME paper 2003-GT-38652
- [II.18] Bozza, F., and Tuccillo, R, 2004, "Transient Operation Analysis of a Cogenerating Micro-Gas Turbine, ASME paper ESDA-2004-58079.

- [II.19] Bozza, F., Cameretti, M.C., Marro, A., and Tuccillo, R., 2000, *"Performance and emission analysis of a variable load operated gas turbine," in ASME Advanced Energy Systems, vol. 40, pp. 400-415.*
- [II.20] Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R., 2001, "Una Metodologia di Analisi Integrata di Turbine a Gas a Bassa Emissione di CO₂", X Convegno Tecnologie e Sistemi Energetici Complessi, Genova 2001
- [II.21] Bozza, F., Cameretti M.C., Tuccillo, R., Stolica R. "Turbine a Gas a Bassa Emissione di CO₂ : "Analisi Termofluidodinamica dell'Impianto e dei Componenti" Sistemi di produzione di energia elettrica da combustibili fossili ad emissioni fortemente ridotte di biossido di carbonio". A cura di Giovanni Lozza.
- [II.22] Bozza, F., Tuccillo R., Liotti, G., Sepe, V.,1992, "Analisi Energetica di un Sistema di Cogenerazione con la Turbina a Gas "AR450-I", Atti del VI Convegno Nazionale, Genova 1992.

Capitolo 3

Analisi del transitorio della micro-turbina a gas

III.1 Introduzione

Dai risultati finora presentati è stato evidenziato come sia possibile far funzionare l'impianto in condizioni di fuori progetto. La costruzione del dominio di funzionamento, oltre a costituire la base per successivi calcoli prettamente fluidodinamici, fa sorgere la questione sul se e come sia effettivamente possibile passare da un punto operativo all'altro, al variare della richiesta di carico, che sia elettrico o termico, da parte dell'utilizzatore finale. Valutare come l'impianto reagisca a tali richieste e quindi cosa accada durante il transitorio di funzionamento può essere utile al fine di costruire sistemi di controllo che possano prevedere eventuali condizioni di stress alle quali siano sottoposte le singole parti. L'analisi di accoppiamento delinea, infatti, il luogo dei possibili punti operativi ma non dà alcuna indicazione sulla fattibilità o meno di operazioni che possano portare da una condizione di funzionamento all'altra. Sebbene lo studio fluidodinamico non-stazionario di un singolo componente sia attualmente affidato ai metodi della fluidodinamica computazionale (CFD) come descritto nei successivi paragrafi, l'adozione di metodi di analisi a parametri concentrati, secondo modelli "zero-dimensionali", può presentare ancora soddisfacente efficacia quando l'obiettivo prevalente sia l'identificazione delle caratteristiche di risposta di un sistema termo-fluidodinamico articolato in diversi sotto-sistemi interconnessi. Il tema, già discusso in alcuni lavori [III.1-15], è affrontato quindi costruendo un modello dinamico dell'impianto e simulando le reazioni della macchina alle diverse sollecitazioni dovute alla differente richiesta di carico da

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas parte dell'utilizzatore finale. Il calcolo degli inquinanti verrà effettuato utilizzando lo stesso modello applicato negli studi visti nei capitoli precedenti e già ampiamente validato [III.16-19]. Una volta descritto in maniera dettagliata il modello dinamico, si passerà ad analizzare i risultati, partendo sempre da punti operativi presenti all'interno del dominio di funzionamento per una data configurazione d'impianto e valutando, utilizzando diverse leggi di controllo del sistema, quale sia la strada ottimale per raggiungere le condizioni volute.

III.2 Il modello dinamico

Lo studio del comportamento dell'impianto nel caso non stazionario è effettuato mediante un modello termofluidodinamico basato sullo schema riportato in figura III.1. Il sistema di riferimento è costituito da quattro volumi di controllo (rigeneratore lato freddo, camera di combustione, valvola di by-pass, rigeneratore lato caldo), ciascuno caratterizzato da un proprio volume e proprie sezioni di ingresso e uscita del flusso. Le condizioni al contorno sono quelle termodinamiche a monte e la pressione a valle dell'intero sistema, ritenute costanti.

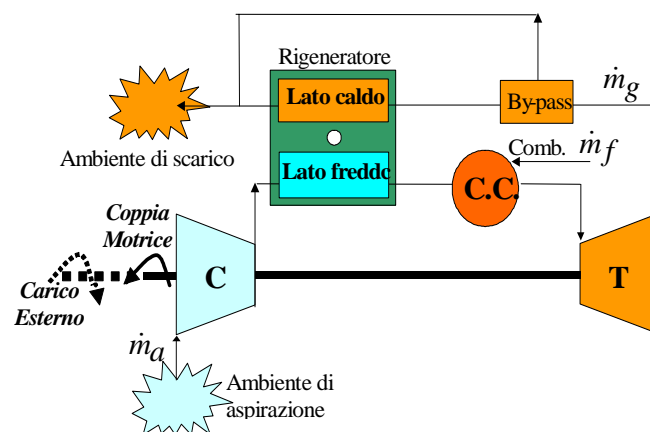


Fig. III.1: Il modello dinamico, schema base

Il codice utilizzato utilizza l'approccio 0-D "filling and emptying", integrando per ogni volume un sistema di due equazioni differenziali ordinarie: bilancio di massa e di energia, unite all'equazione di stato dei gas (eq. III.1) . Ne

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas
 consegue che si ipotizza una velocità infinita di propagazione delle condizioni in ciascun volume di controllo, non essendo stata presa in considerazione l'equazione della quantità di moto [III.2,3]. Le variazioni temporali dei parametri termo-fluidodinamici sono quindi solo funzione dei flussi di massa ed energia tra volumi adiacenti, tranne in prossimità di compressore e turbina: in questo caso infatti i rapporti tra le pressioni estreme vengono calcolati tenendo conto delle mappe caratteristiche di questi elementi per ciascun valore istantaneo di velocità di rotazione e portata. Tali mappe sono le stesse già viste nel capitolo II riguardante l'analisi stazionaria (figura II.25 e 26).

$$\begin{aligned}\frac{dm}{dt} &= \sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{ex} \\ \frac{d(me)}{dt} &= \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{ex} h_{ex} - \dot{Q}_w + \dot{m}_f h_{0f}\end{aligned}\quad (III,1)$$

Le equazioni accessorie che risolvono lo stato istantaneo del sistema sono:
 - Equazione di stato del gas evolvente:

$$p = f(\rho, T, \dots) \quad (III.2)$$

- Equazione della trasformazione:

$$\frac{dp}{d\rho} = m \frac{\rho}{\rho} \quad (III.3)$$

, in cui:

$$\frac{m-k}{m-1} = \frac{Tds}{du} \quad (III.4)$$

Equazioni dei flussi di massa:

$$\begin{cases} \dot{m}_{in} = \frac{p_{in}}{\sqrt{kR\rho_{in}}} \Omega_{in} \psi \left(\frac{p}{p_{in}} \right) & \text{(flussi comprimibili)} \\ \dot{m}_{in} = \frac{p_{in} - p}{\sigma_{in}} & \text{(flussi incomprimibili)} \end{cases} \quad (III.5)$$

Il processo di identificazione delle caratteristiche del sistema è basato sulla trattazione del sistema di equazioni differenziali ordinarie. A titolo di esempio,

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas
nel caso più generale di volume variabile nel tempo e assumendo trasferimenti di massa tra i sistemi adiacenti a basso numero di Mach (quindi in condizioni di flusso quasi incompressibile) si perviene all'unica equazione del secondo ordine:

$$V \frac{d^2 \rho}{dt^2} + \left(\frac{mRT}{\sigma_{eq}} \frac{d\rho}{dt} + 2 \frac{dV}{dt} \right) \frac{d\rho}{dt} + \rho \frac{d^2 V}{dt^2} = \frac{1}{\sigma_{in}} \frac{dp_{in}}{dt} + \frac{1}{\sigma_{ex}} \frac{dp_{ex}}{dt} \quad (\text{III.6})$$

In cui la resistenza equivalente al flusso è data da:

$$\frac{1}{\sigma_{eq}} = \frac{1}{\sigma_{in}} + \frac{1}{\sigma_{ex}} \quad (\text{III.7})$$

Nel caso di volume invariante nel tempo, ovvero nel caso della turbomacchina in questione, l'equazione III.6 si riduce alla seguente:

$$V \frac{d^2 \rho}{dt^2} + \frac{mRT}{\sigma_{eq}} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{\sigma_{in}} \frac{dp_{in}}{dt} + \frac{1}{\sigma_{ex}} \frac{dp_{ex}}{dt} \quad (\text{III.8})$$

Il sistema reagisce quindi a una variazione impulsiva delle condizioni di trasferimento di massa (ad esempio ad una variazione istantanea di una delle pressioni di estremità p_{in} o p_{ex}) con una risposta asintotica caratterizzata da una costante di tempo:

$$\tau = \frac{V \sigma_{eq}}{mRT} \quad (\text{III.9})$$

Il ritardo di risposta è quindi, come prevedibile, crescente con il volume del sistema e con le resistenza al flusso con quelli adiacenti, ma è anche variabile con il suo stato termodinamico e con la legge di trasformazione. Quest'ultima è sintetizzata dalla costante m il cui valore è associato alla presenza di trasferimenti di energia nel modo calore ma anche all'esistenza di generazioni interne di entropia.

Se dalla precedente discussione è identificabile il comportamento del sistema in termini di oscillazioni o di accumuli di massa, un'analoga elaborazione dell'equazione di bilancio dell'energia permette di caratterizzare

l'adeguamento della temperatura del sistema a flussi convettivi o diffusivi variabili nel tempo. Quest'ultimo aspetto è di particolare interesse nel caso della micro-turbina a gas oggetto di questa trattazione, in quanto vi è la presenza dello scambiatore di calore rigenerativo. [RRTT,FFBB Renno]

Grande attenzione, quindi, è stata data a questo componente, che, a causa anche delle notevoli dimensioni rispetto agli altri, è la causa principale dei ritardi di risposta a una qualsivoglia sollecitazione. Lo scambio termico all'interno del generatore è ottenuto considerando la variazione di temperatura della parete fra i due volumi costituenti lo scambiatore. L'equazione III.10 è utilizzata a tal scopo, fissando capacità termica ($\rho_R c_R = 3.5 \times 10^6 \text{ J/m}^3/\text{K}$), spessore ($s_R = 1.0 \text{ mm}$) e superficie di scambio termico ($A_R = 51.5 \text{ m}^2$):

$$\frac{dT_{w,R}}{dt} = \frac{(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{ex})}{(\rho c A s)_R} \quad (\text{III.10})$$

dove la differenza di flusso termico fra lato freddo e caldo $(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{ex})$ è indice dello sbilanciamento tipico del transitorio di funzionamento. Il ritardo di variazione della temperatura di parete $T_{w,R}$ è responsabile del lento adeguamento della temperatura di ingresso dell'aria in camera di combustione a nuove condizioni operative. L'ultima equazione utilizzata nel modello stima l'equilibrio dinamico fra compressore e turbina, essendosi scelto per il momento d'inerzia dell'albero il valore di $3.8 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2$:

$$\frac{dN_{TC}}{dt} = \frac{60^2}{4\pi^2} \frac{(P_t - P_c - P_{el})}{I_{TC} N_{TC}} \quad (\text{III,11})$$

Dove la potenza P_{el} , corrispondente alla potenza del carico esterno, ha la seguente legge:

$$\frac{P_{el}}{P} = K \left(\frac{N_{TC}}{N_{TC}^*} \right)^3 \quad (\text{III,12})$$

III.2.1 Controllo della Velocità di rotazione

Nel modello, il passaggio da una condizione di funzionamento ad un'altra è ottenuto mediante l'imposizione di una variazione della portata di combustibile oppure mediante l'apertura della valvola di by-pass del rigeneratore. Dato che lo studio del comportamento dell'impianto durante il transitorio di funzionamento è finalizzato ad aumentare le possibilità operative della MTG, è stato previsto un "feed-back controller" nell'ipotesi che, come nei casi analizzati, tutte le condizioni di regime abbiano luogo alla stessa velocità di rotazione [III.1]. In particolar modo si è scelto di legare questo controllo alle variazioni di velocità dell'albero, secondo la legge riportata nell'equazione (III.13). Il valore della costante Π può essere fissato in modo da limitare brusche variazioni nei singoli parametri durante lo sviluppo dei transitori.

$$\dot{m}_f(t + dt) = \dot{m}_f(t) + \Pi \frac{N_{TC}(t) - N_{TC}^*}{N_{TC}^*} \quad (\text{III.13})$$

La scelta della costante Π è stata effettuata in base ad opportune valutazioni che verranno di seguito riportate. Il valore considerato ottimale è $\Pi = 5 \times 10^{-6}$, in quanto un valore maggiore, fissato pari a 5×10^{-5} , comporta una maggiore discontinuità nella reazione dell'impianto alla variazione del carico da totale a parziale, mentre un valore più piccolo (5×10^{-7}), provoca un eccessivo ritardo di risposta e picchi poco tollerabili dall'impianto. Prendendo ad esempio una operazione di riduzione del carico, passando da pieno carico ad una condizione operativa corrispondente al punto "N" riportato in tabella III.1, è possibile verificare immediatamente quanto appena affermato (figure III.2 e III.3).

Tabella III.1. punti operativi iniziale e finale

PUNTO	P , kW	\dot{Q} , kW	N_{TC} , rpm	K	\dot{m}_f , kg/s	Eqv. Ratio	X_b , %
*	110	108	64000	1.0	.00691	0.138	0
N	44	88	64000	0.4	.00501	.0992	0

In fig. III.4 si nota, d'altronde, che l'operazione che comporta una risposta più lenta, seppur sconsigliata per quel che riguarda l'eccessiva permanenza a valori che possano portare a situazioni di stress non accettabili da parte dell'impianto, è quella migliore per quanto riguarda la produzione di inquinanti: vengono infatti a mancare completamente i picchi di concentrazione di NOx evidenziati nei due casi in cui più veloce è la risposta alle sollecitazioni dell'impianto e la produzione totale di inquinanti risulta decisamente inferiore. Da questi pochi esempi è facile intuire che la scelta del sistema di controllo e delle variabili da controllare sia tutt'altro che immediata.

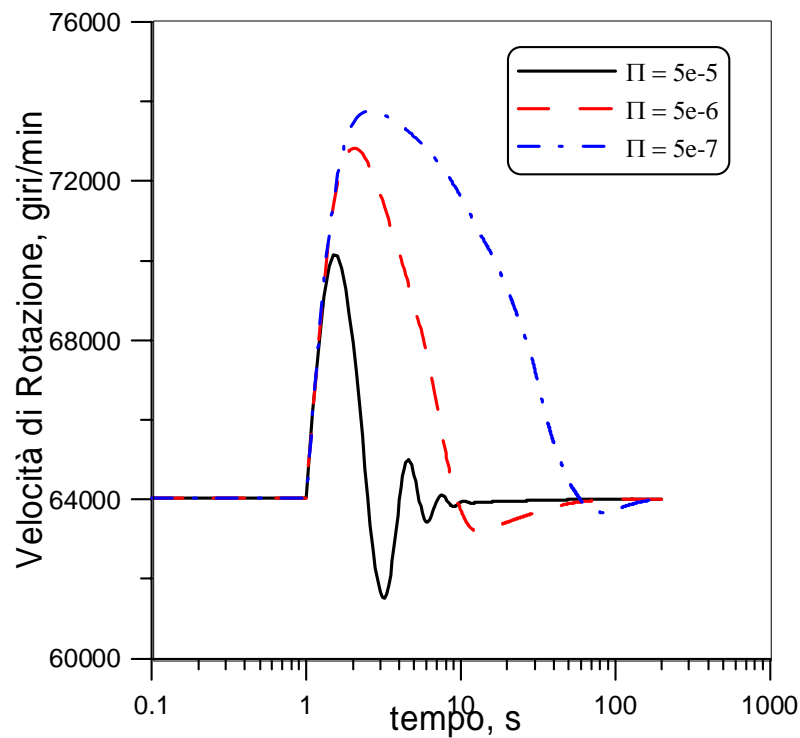


Fig. III.2: Scelta della costante Π , variazione nel tempo della velocità di rot.

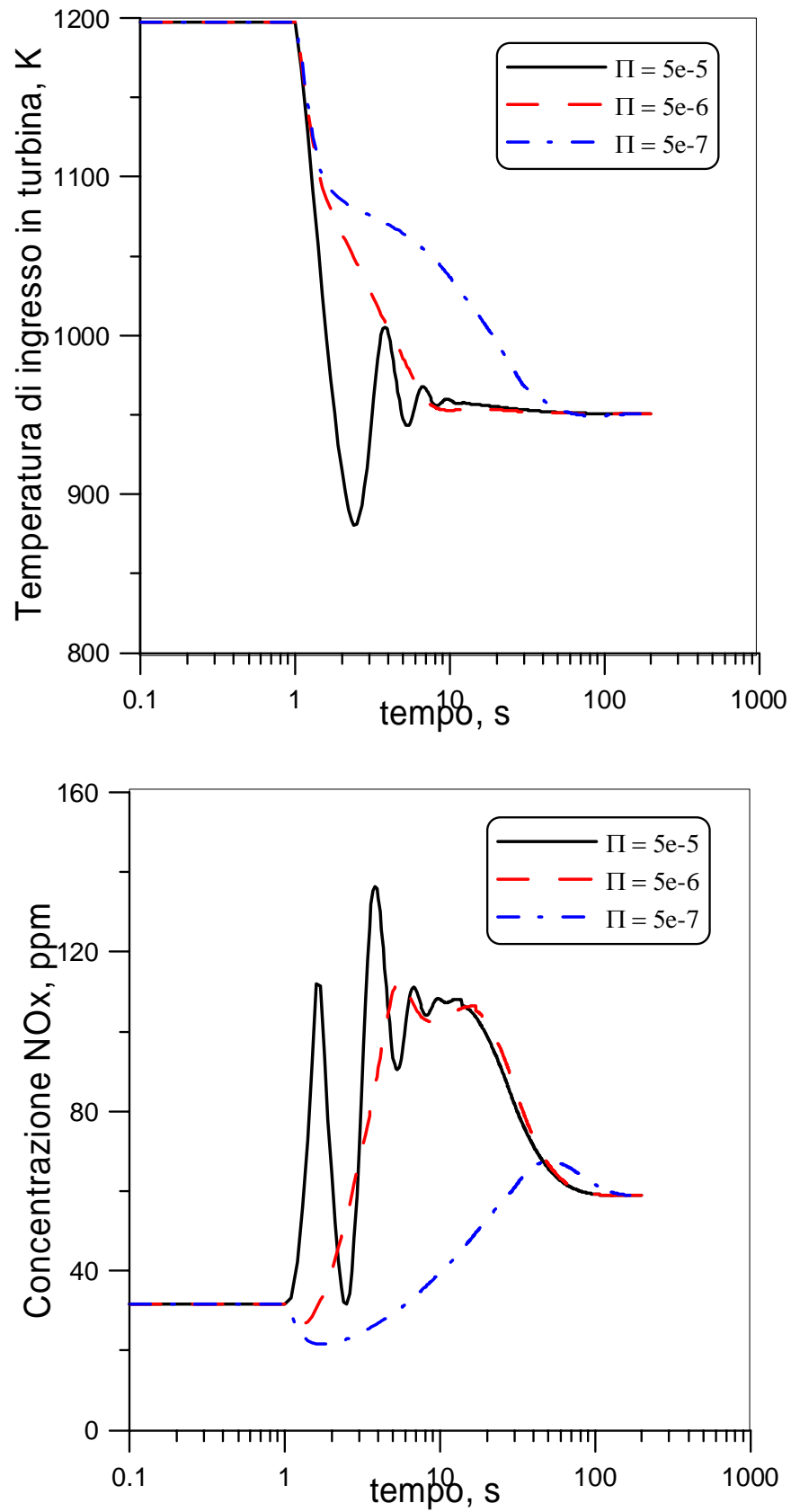


Fig. III.3,4: Scelta della costante Π , vari. nel tempo di T.I.T. e conc. NOx

III.3 Risultati a carico variabile

Come già detto, lo scopo principale dell'analisi del transitorio di funzionamento è valutare se sia possibile o meno spostarsi fra due punti operativi individuati all'interno del dominio di funzionamento. In quest'ottica è chiaro che ci si debba soprattutto soffermare sul se e come sia possibile spostarsi dal valore di progetto verso punti operativi corrispondenti a carico parziale. Già nel precedente paragrafo, per motivare le scelte riguardanti le costanti da utilizzare all'interno di alcune equazioni fondanti il modello dinamico, sono stati presentati risultati riguardanti una situazione particolarmente gravosa per l'impianto, ovvero il passaggio da carico parziale pari al 40% fino a pieno carico, corrispondente ai 110 kW. In questo paragrafo verranno confrontati diversi transitori di funzionamento, al variare della richiesta di potenza elettrica. La frazione di by pass x_b è posta pari a zero, essendo quindi il ciclo pienamente rigenerativo. Prima di analizzare il comportamento non stazionario dell'impianto è necessario individuare quali sono le condizioni di partenza e di arrivo cui si farà riferimento. A tal scopo è utile riportare in figura III.5 il dominio di funzionamento nel caso in cui a by pass nullo si voglia utilizzare come combustibile il gas naturale [III.13-15]. Sono stati evidenziati tre punti presi lungo l'isolinea a velocità costante, corrispondenti rispettivamente all'80%, al 60% e al 40% del carico, le cui caratteristiche sono riportate nella seguente tabella.

PUNTO	P , kW	\dot{Q} , kW	N , rpm	K	\dot{m}_f , kg/s	φ	X_b , %
*	110	108	64000	1.0	.00695	0.142	0
A0	88	101	64000	0.8	.00627	0.125	0
A1	66	95	64000	0.6	.00561	0.111	0
A2	44	88	64000	0.4	.00486	.0992	0
B2	44	50	57000	0.6	.00351	.0984	0
<i>Tabella III.2. Punti iniziali e finali dell'analisi non stazionaria</i>							

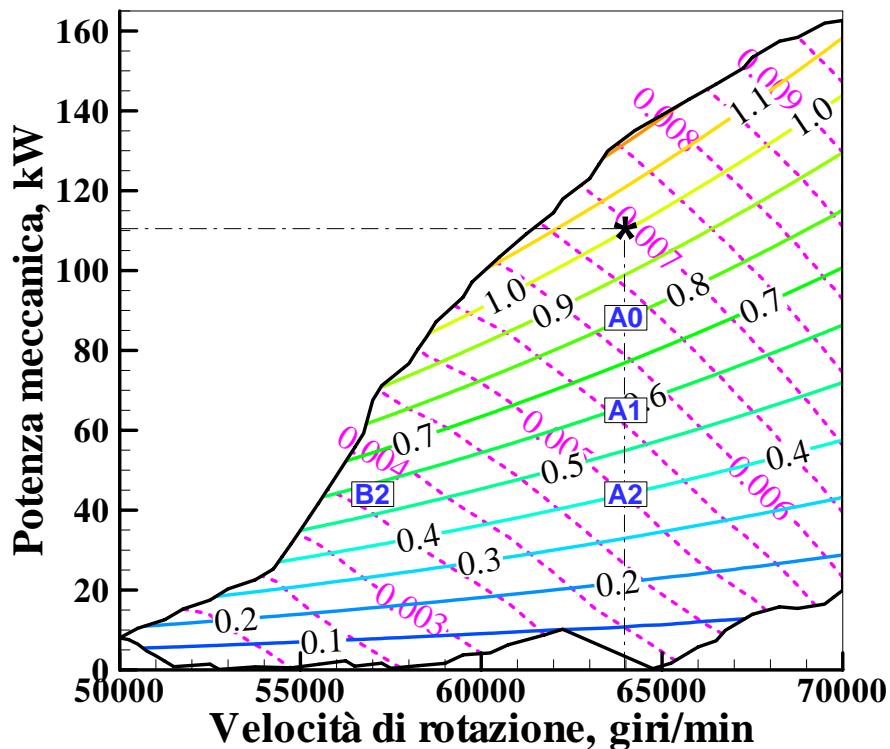


Figura III.5: Individuazione dei punti all'interno del dominio di funzionamento, caso completamente rigenerativo

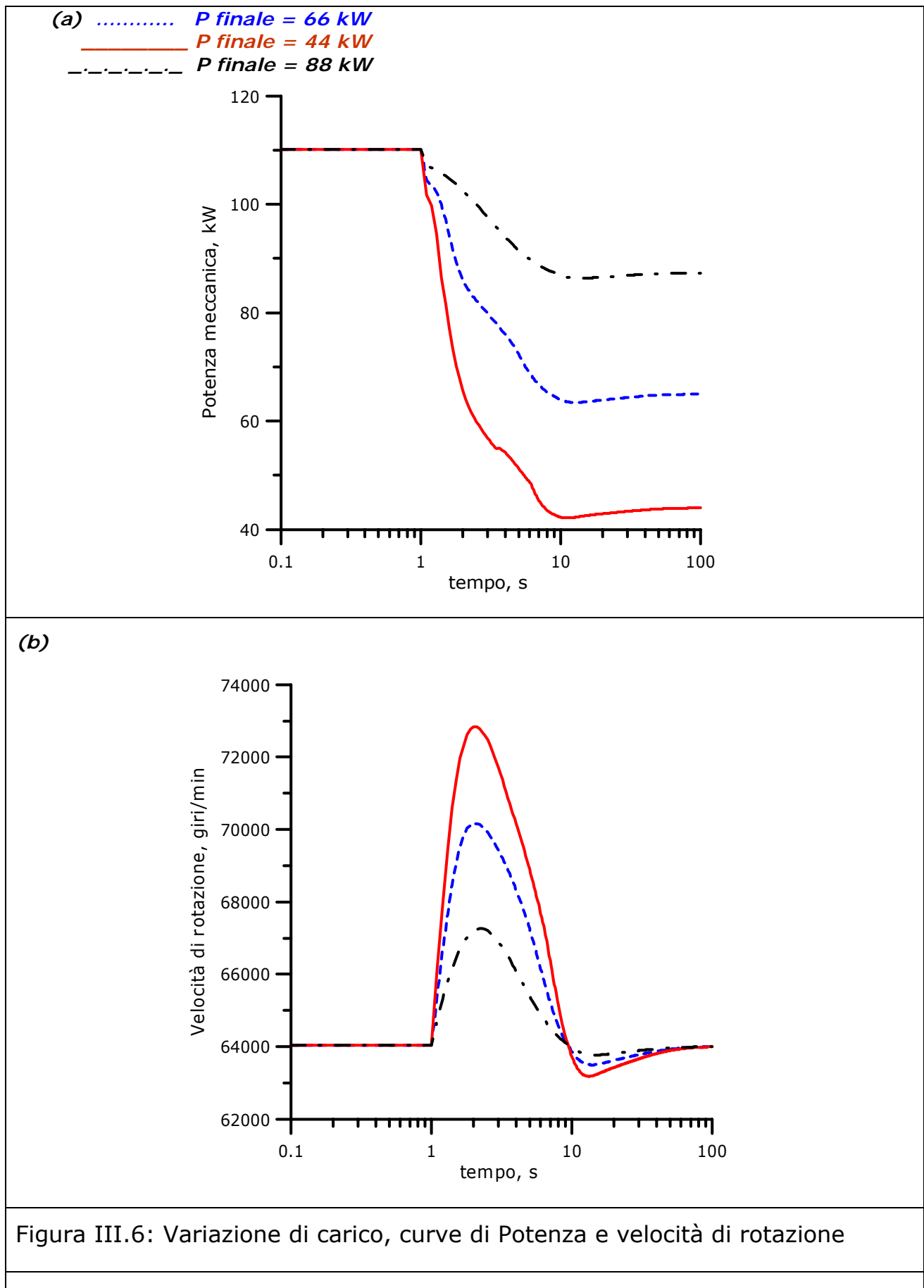
E' stata riportato per un confronto anche un punto operativo che abbia la stessa potenza del punto A2 ma che si trovi a una diversa velocità di rotazione.

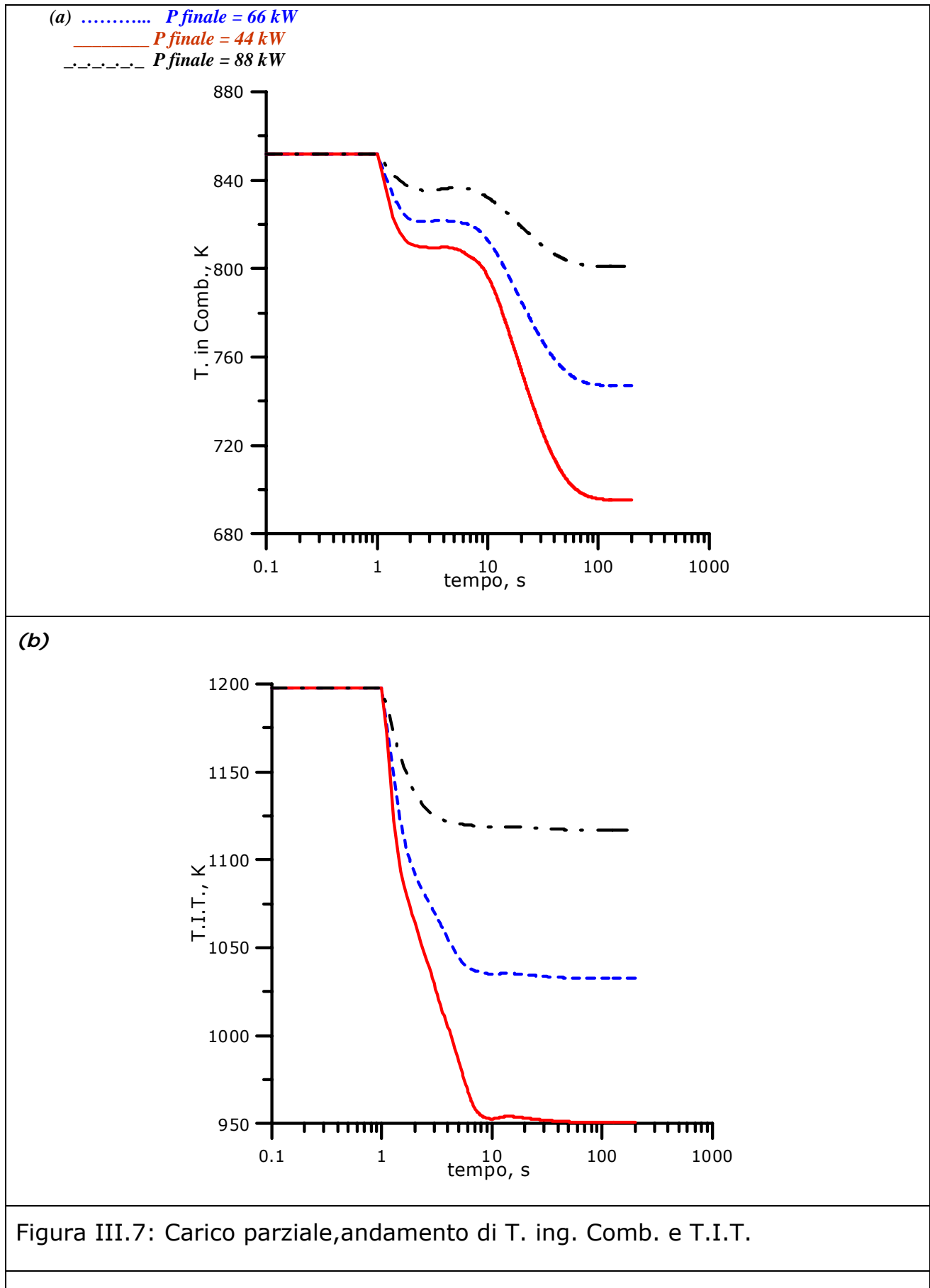
In figura III.16 è quindi raffigurata la reazione dell'impianto alla variazione di richiesta di carico, nei tre casi sopra esposti. Come appena asserito, si è imposto che velocità iniziale e finale coincidano e siano pari alla velocità nominale.

Il tempo necessario per riportarsi in condizioni di equilibrio in tutti e tre i casi analizzati non è mai minore di 100 secondi (figura III.6a), ipotizzando che sia attivo il controllo come da equazione III.13. Già in figura III.6b appare chiaro che il sistema non riesce a reagire in maniera opportuna nel

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas
caso in cui si debba scendere alla potenza di 44 kW volendo imporre il ritorno
alla velocità iniziale.

Infatti, anche se per pochi secondi, l'impianto è portato a funzionare a velocità di rotazione non ammissibili, cosa che non accade negli altri due casi analizzati. In figura III.7a viene evidenziata la variazione nel tempo della temperatura dell'aria all'uscita dal rigeneratore, prima dell'ingresso in camera di combustione. In tutti i casi, come preventivato, tale variabile è l'ultima a raggiungere condizione di equilibrio, in quanto è proprio l'inerzia termica indotta dalla presenza del rigeneratore ad influenzare in maniera notevole il transitorio fra le due condizioni operative.





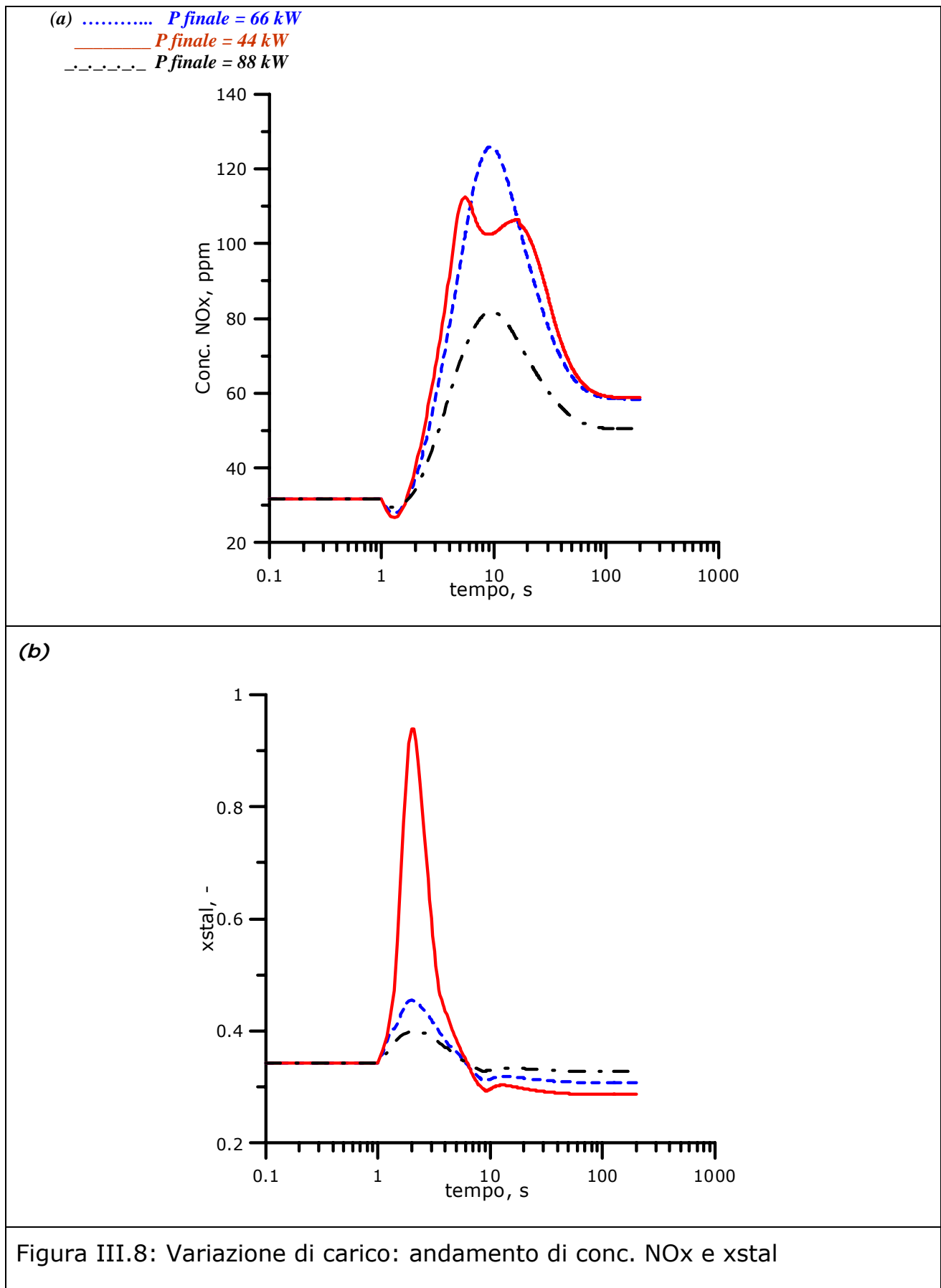


Figura III.8: Variazione di carico: andamento di conc. NOx e xstal

Dal grafico in figura III.7b si evince che nel passaggio a carico parziale non si hanno mai problemi legati a valori elevati di temperatura di ingresso in turbina ma che, all'opposto, si opera a basse temperature, essendo del resto il ciclo termodinamico fortemente penalizzato in questi casi. Come già appurato sia dall'analisi termodinamica che da quella di accoppiamento, operare a carico parziale comporta un aumento per quanto riguarda la produzione di inquinanti, come evidenziato in figura III.8a dall'andamento nel tempo della concentrazione di ossidi di azoto. In ultimo viene valutato il comportamento del compressore mediante la variabile x_{stal} , definita come il rapporto fra la differenza fra la portata istantanea e la minima portata ammissibile al compressore, fissate le condizioni di temperatura, velocità e pressione e la differenza fra il valore massimo di portata che il compressore può elaborare e quello minimo.

$$x_{stal} = \frac{\dot{m}(t) - \dot{m}_{min}}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \quad \text{III.14}$$

E' chiaro che più ci si avvicina al valore unitario maggiori sono i rischi di incorrere in problematiche legate allo stallo del compressore.

Ne consegue che non vi sono problemi legati allo stallo e che per funzionamento a potenza intermedia non ci si scosta mai dai valori attesi nel punto nominale.

Per completezza sono di seguito confrontati sia il passaggio da carico totale a parziale che quello da parziale a totale. I punti presi come riferimento sono quello nominale e quello corrispondente al 40% del carico già visto in precedenza [III.2-3] . Alcuni di questi risultati sono stati già descritti nella parte generale in quanto proprio in questi casi particolari si possono ritrovare diverse situazioni di stress per l'impianto. In figura III.9 sono riportati gli andamenti di velocità di rotazione e potenza, in modo tale da poter valutare in quanto tempo il sistema riesce a portarsi alla nuova condizione di regime, sia che questa sia il ritorno a potenza nominale sia la riduzione del carico al valore richiesto. I grafici in figura III.10 servono a sottolineare quanto il

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas

passaggio da carico parziale a pieno carico ottenuto secondo le condizioni sopra espresse, ovvero il controllo della velocità di rotazione mediante l'equazione III.13, possa generare problematiche di diverso tipo. E' evidente infatti sia che vi siano rischi di instabilità indotta dalla vicinanza alla linea di stallo del compressore che rischi per la turbina indotti dalla permanenza per diversi secondi a temperature superiori al limite massimo consentito. Entrambi questi risultati hanno portato allo studio dei diversi sistemi di controllo che verranno presentati nei prossimi paragrafi del presente capitolo. In figura III.11 sono raffigurati gli andamenti sia della temperatura all'ingresso del combustore sia della temperatura massima locale in camera di combustione (fig. III.11). Le variazioni di quest'ultima, assieme alla variazione di portata di combustibile, figura III.12.b, in base alla legge di carico, è la causa primaria della variazione nell'indice di emissione degli ossidi di azoto. In figura III.12a vengono infatti analizzati gli indici riguardanti la produzione di NOx. Appare chiaro che, se da una parte l'operazione "*part to full*" presenta picchi di concentrazione di NOx elevatissimi e non accettabili, dall'altra è proprio nel caso di passaggio da carico totale a parziale che si ha, nel tempo, una maggiore produzione di inquinanti, in quanto è maggiore il tempo in cui l'indice permane a valori superiori rispetto a quelli di progetto. Ne consegue che, sempre dalla figura III.12a, la quantità totale di grammi di NOx risulta di gran lunga maggiore in questo secondo caso. Può essere interessante stimare il quantitativo di combustibile necessario per passare da una condizione di regime all'altra: dalla figura III.12a si evince che risulta maggiormente penalizzante da questo punto di vista il passaggio da carico parziale a totale.

In figura III.12b, infine, viene presa in considerazione un'altra specie indesiderata immessa in atmosfera dall'impianto: l'anidride carbonica. Anche in questo caso risulta penalizzante l'operazione da carico parziale a totale, per quanto riguarda il quantitativo totale prodotto durante l'intera operazione; stesso dicasi per quanto riguarda l'indice di emissione di CO₂ per kWh prodotto.

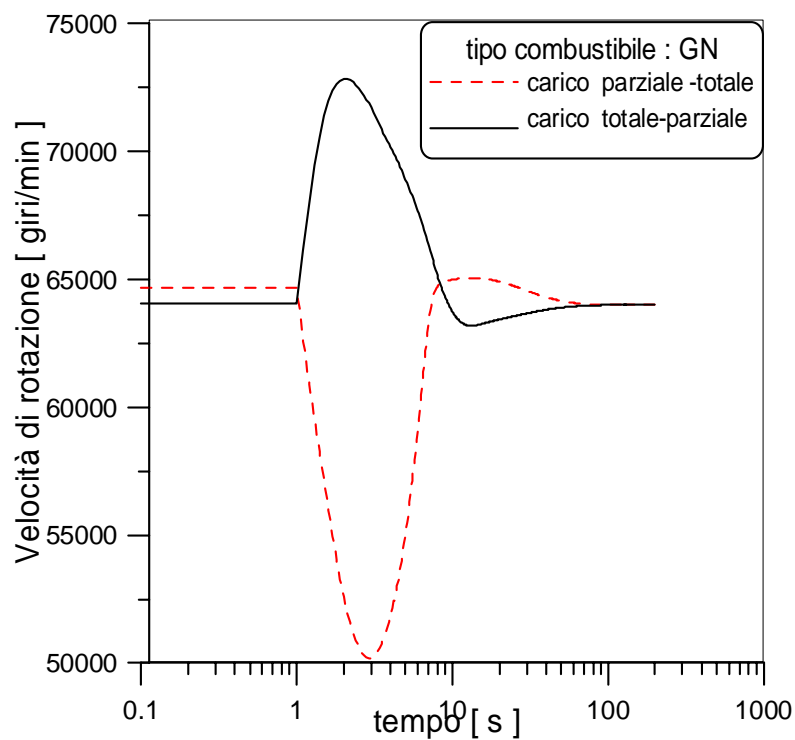
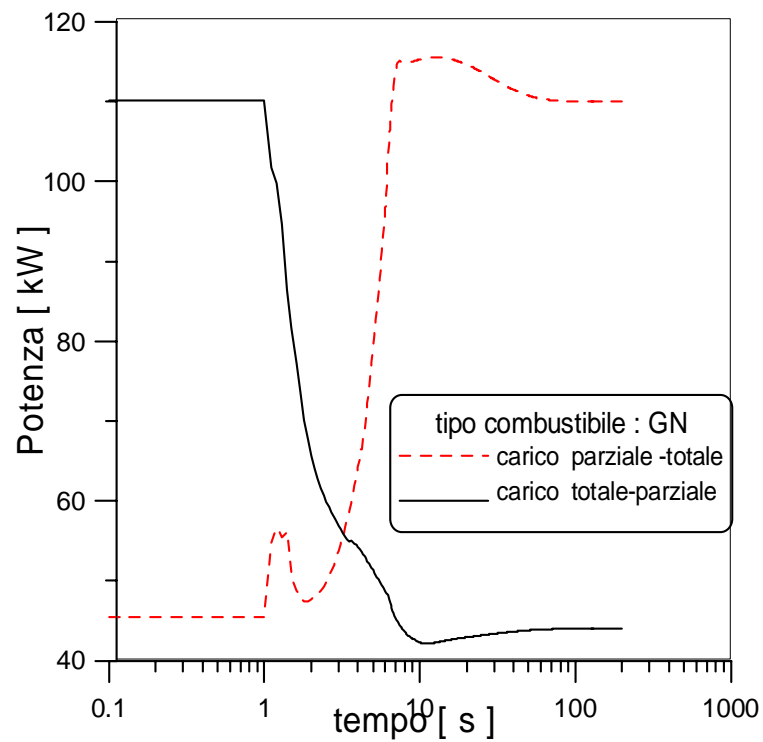


Figura III.9: Operazione "andata e ritorno" : variazioni di potenza e velocità

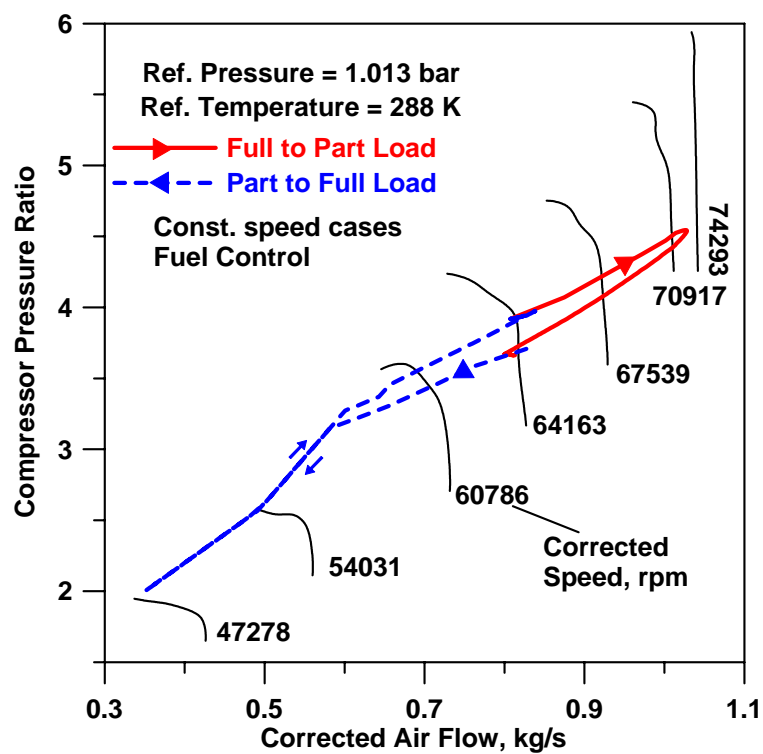
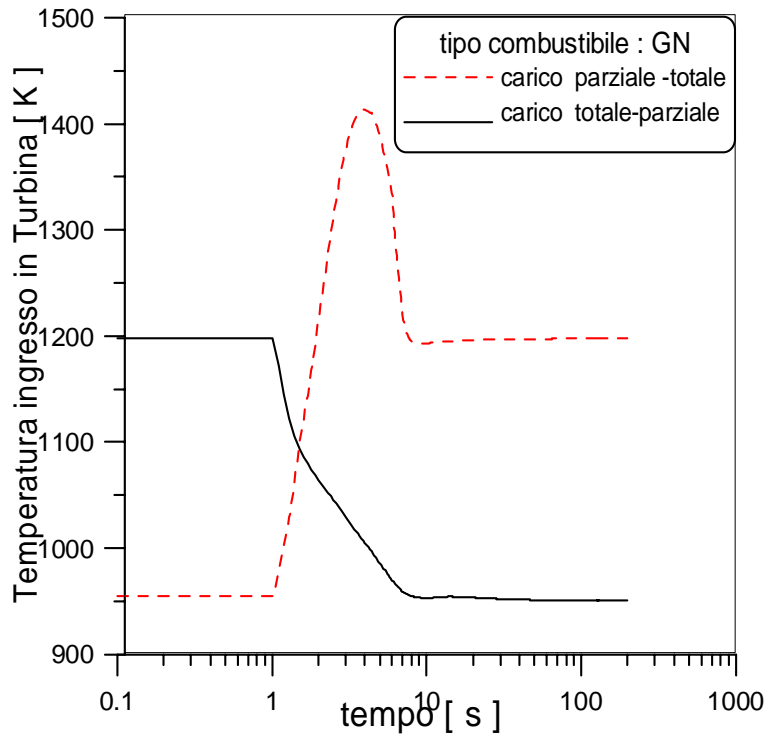


Figura III.10: Operazione "andata e ritorno" : variazioni di T.I.T. e in compressore

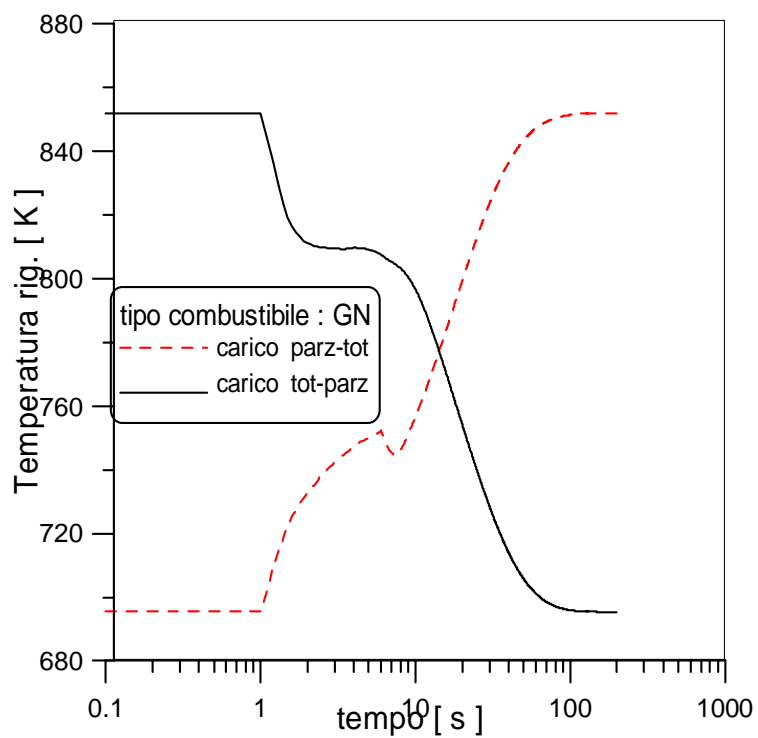
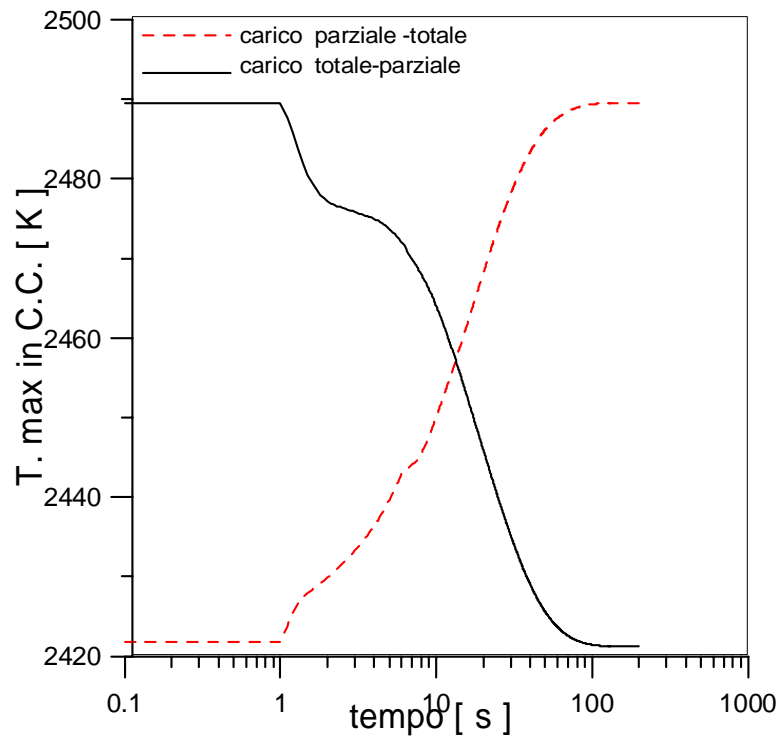


Figura III.11: Operazione "andata e ritorno" : variazioni di T_{max} in c.c. e T_{reg}

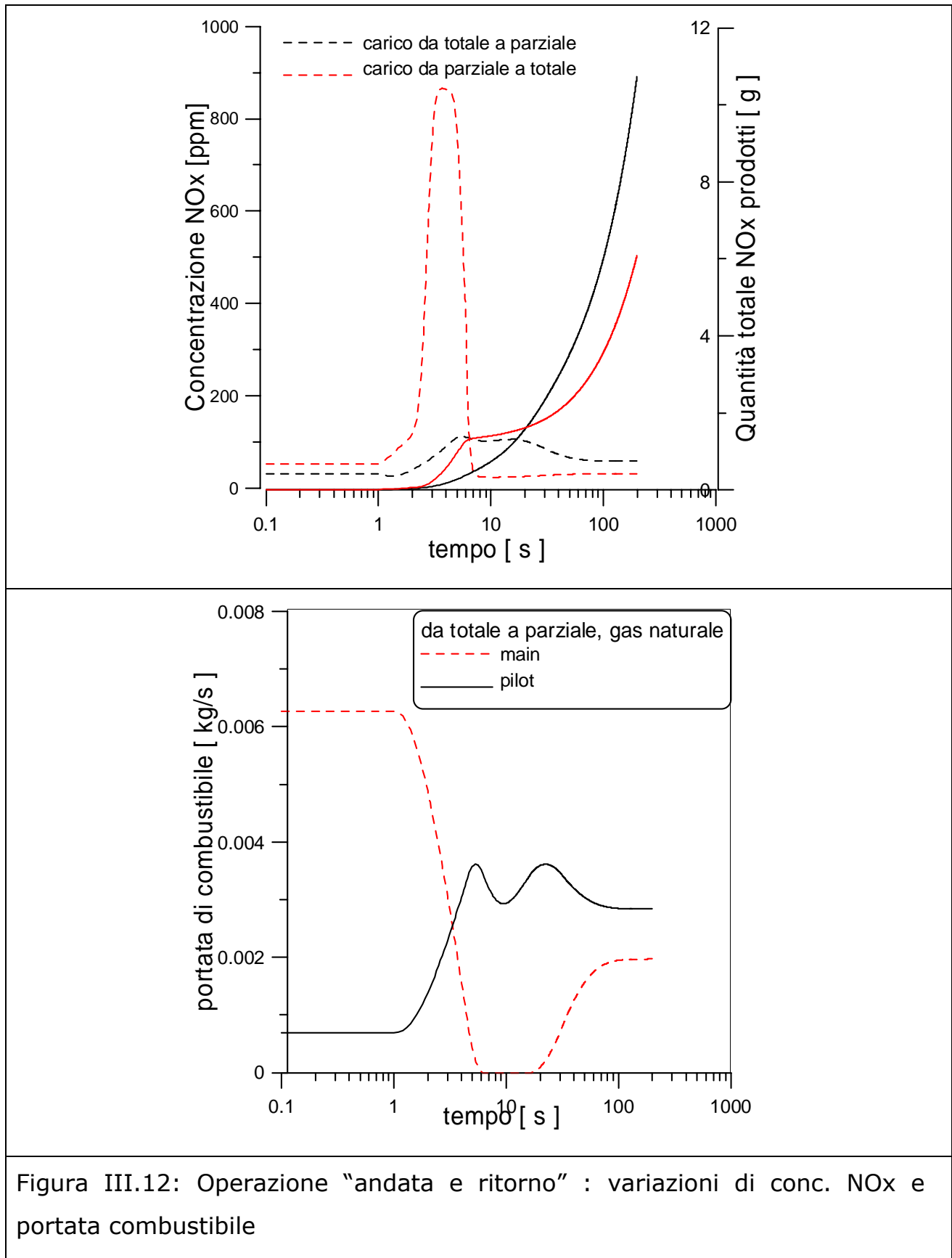


Figura III.12: Operazione "andata e ritorno" : variazioni di conc. NOx e portata combustibile

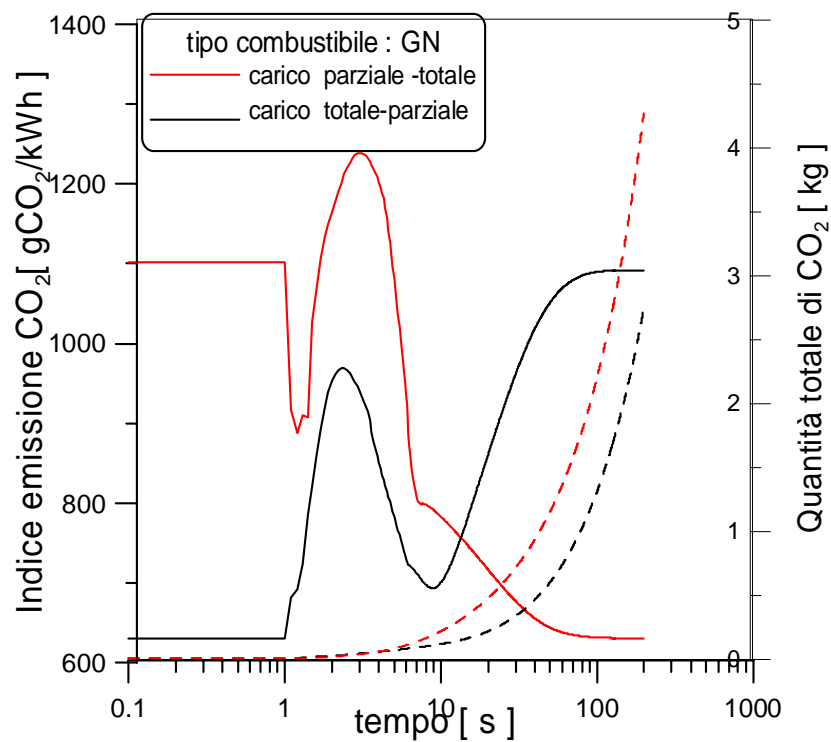
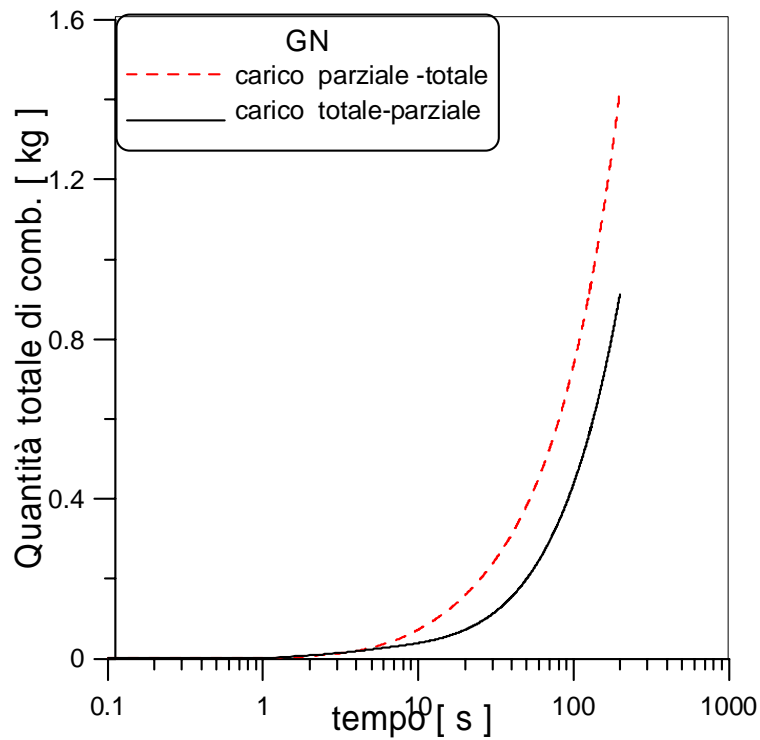


Figura III.13: Operazione "andata e ritorno", emissioni CO₂

III.4 risultati a frazione di by pass variabile

Una volta evidenziate tutte le problematiche riguardanti la necessità di controllare il sistema durante il transitorio di funzionamento qualora si voglia lavorare a carico elettrico variabile, è interessante valutare cosa accada qualora si voglia operare a carico termico variabile, attivando la valvola di by pass[III.1, III.23-24].

In prima istanza si suppone che l'apertura della valvola sia pressoché istantanea e solo laddove possano sorgere problemi legati al transitorio verranno analizzate leggi di variazione differenti.

Come già fatto per quanto riguarda il funzionamento nel caso di piena rigenerazione, conviene individuare sul dominio di funzionamento i punti finali presi in considerazione, rispettivamente a frazione di by pass pari al 15, al 45 e al 65 % .

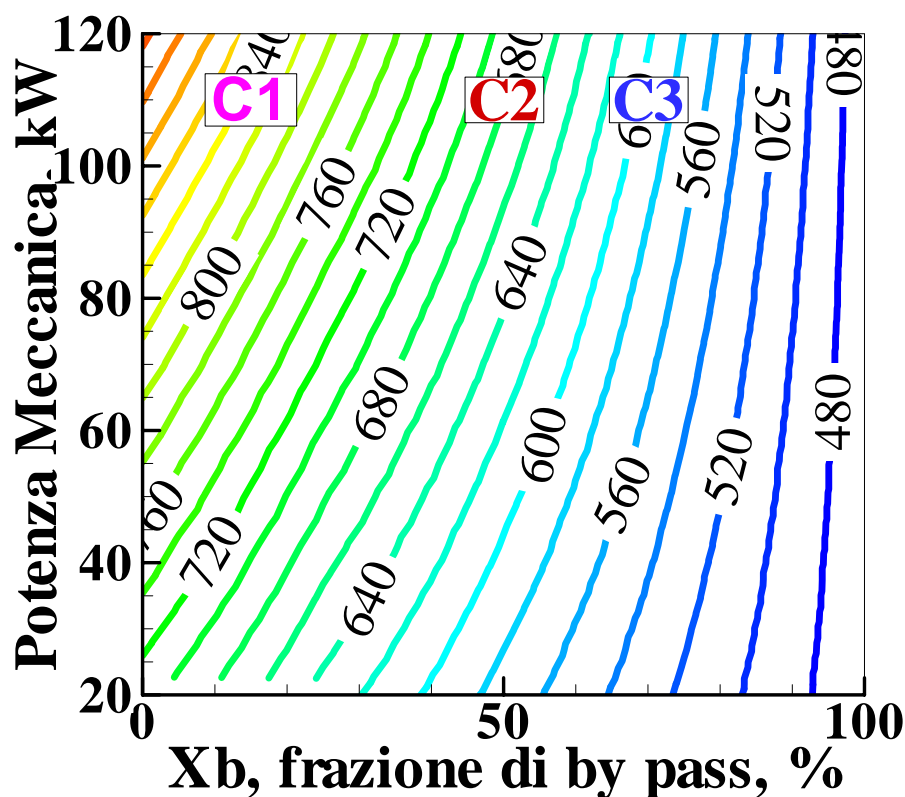


Figura III.14: Dominio di funzionamento a velocità costante e Xb variabile

In figura III.14 è anche possibile valutare come, dall'analisi stazionaria, tenda a diminuire, ovviamente, la temperatura all'uscita del rigeneratore, prima dell'ingresso in camera di combustione, all'aumentare del grado di by pass.

Si può quindi passare a valutare cosa accada durante il transitorio di funzionamento.

Da figura III.15a appare chiaro che intervenire sulla valvola di by pass comporta che l'impianto necessita di almeno 100 secondi per riportarsi a una condizione che sia di regime, a parità di velocità di rotazione e potenza meccanica finali (figura III.15b). In figura III.16 sono invece raffigurate le reazioni che al variare delle condizioni operative hanno alcuni parametri che si è già visto in precedenza essere critici per l'impianto.

E' chiaro che il funzionamento a x_b elevato è penalizzante dal punto di vista delle prestazioni, in quanto il funzionamento solo parziale del rigeneratore fa sì che la temperatura all'ingresso del combustore sia decisamente inferiore rispetto al valore di progetto, il che comporta di conseguenza, oltre che un abbassamento del rendimento, anche un abbassamento della temperatura di ingresso in turbina, il cui valore si mantiene sempre lontano dai valori limite. Tale riduzione di temperatura è anche causa principale della riduzione della concentrazione di NOx che si può notare in figura III.16b, dalla quale si evince anche che non sussiste alcuna problematica legata allo stallo del compressore, dato che l'impianto si mantiene sempre su punti della curva caratteristica lontani dalla "surge line". In figura III.17 sono stati confrontati gli andamenti nel tempo sia della velocità di rotazione che della temperatura di ingresso in turbina al variare della frazione di by pass, per individuare se vi siano o meno condizioni di rischio per l'impianto o se tale operazione, per quanto spesso non conveniente da un punto di vista energetico, possa essere sempre ottenuta senza incappare in situazioni di stress.

Risulta subito evidente che per valori di frazione di by pass inferiori al 20% l'impianto non si distanzia di molto dalle condizioni operative originarie e reagisce dolcemente per riportarsi al punto di funzionamento richiesto.

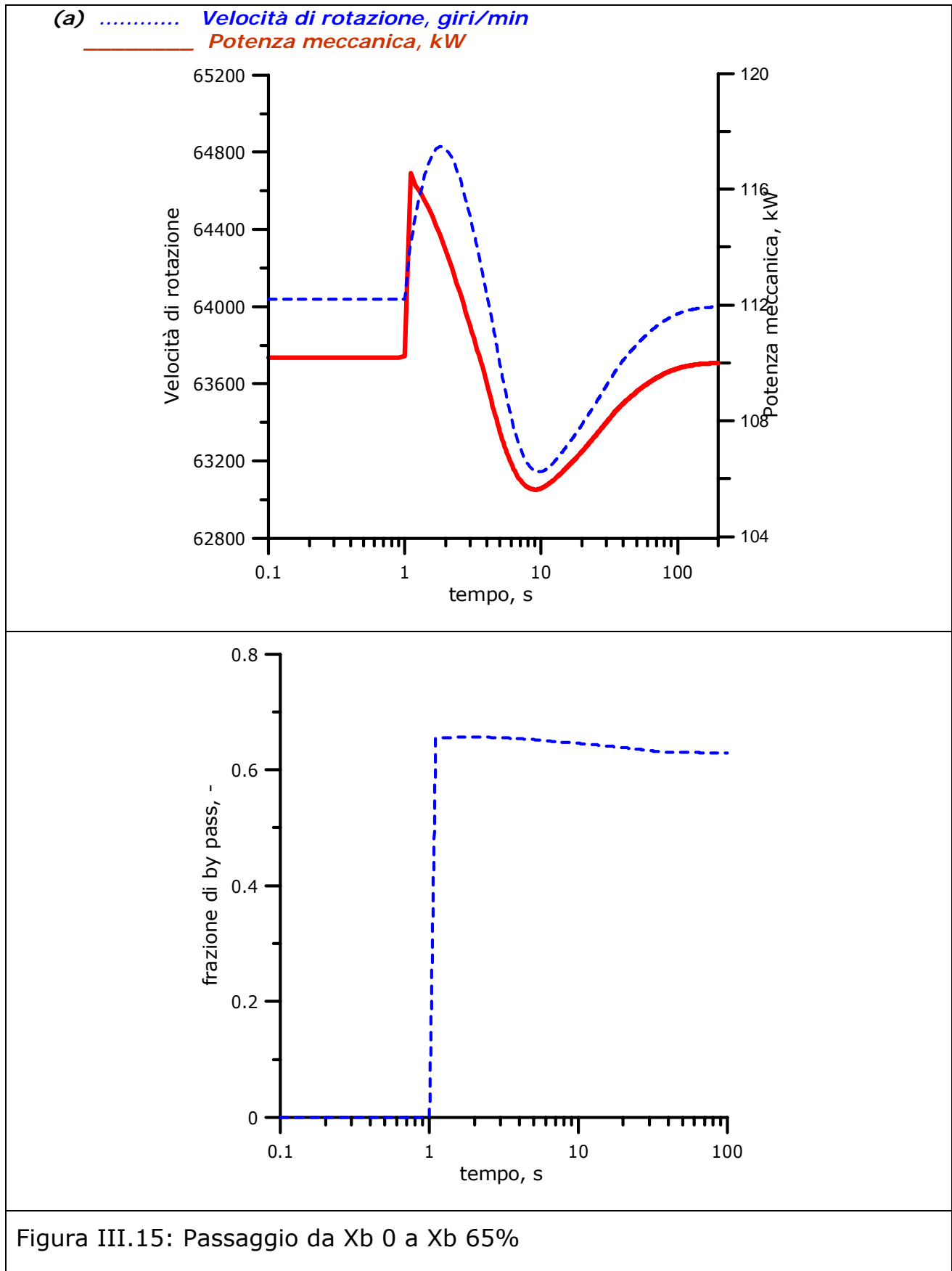


Figura III.15: Passaggio da Xb 0 a Xb 65%

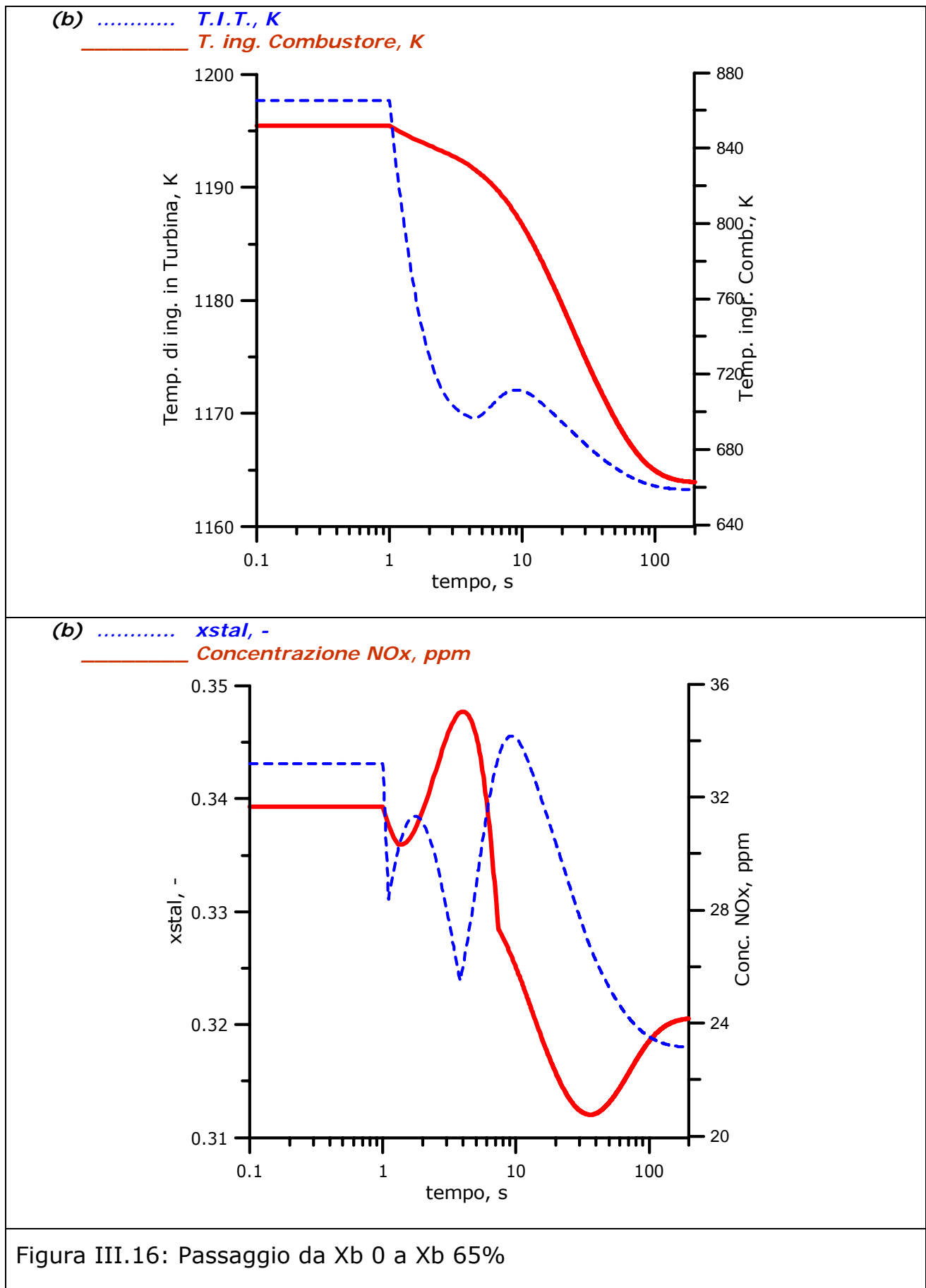
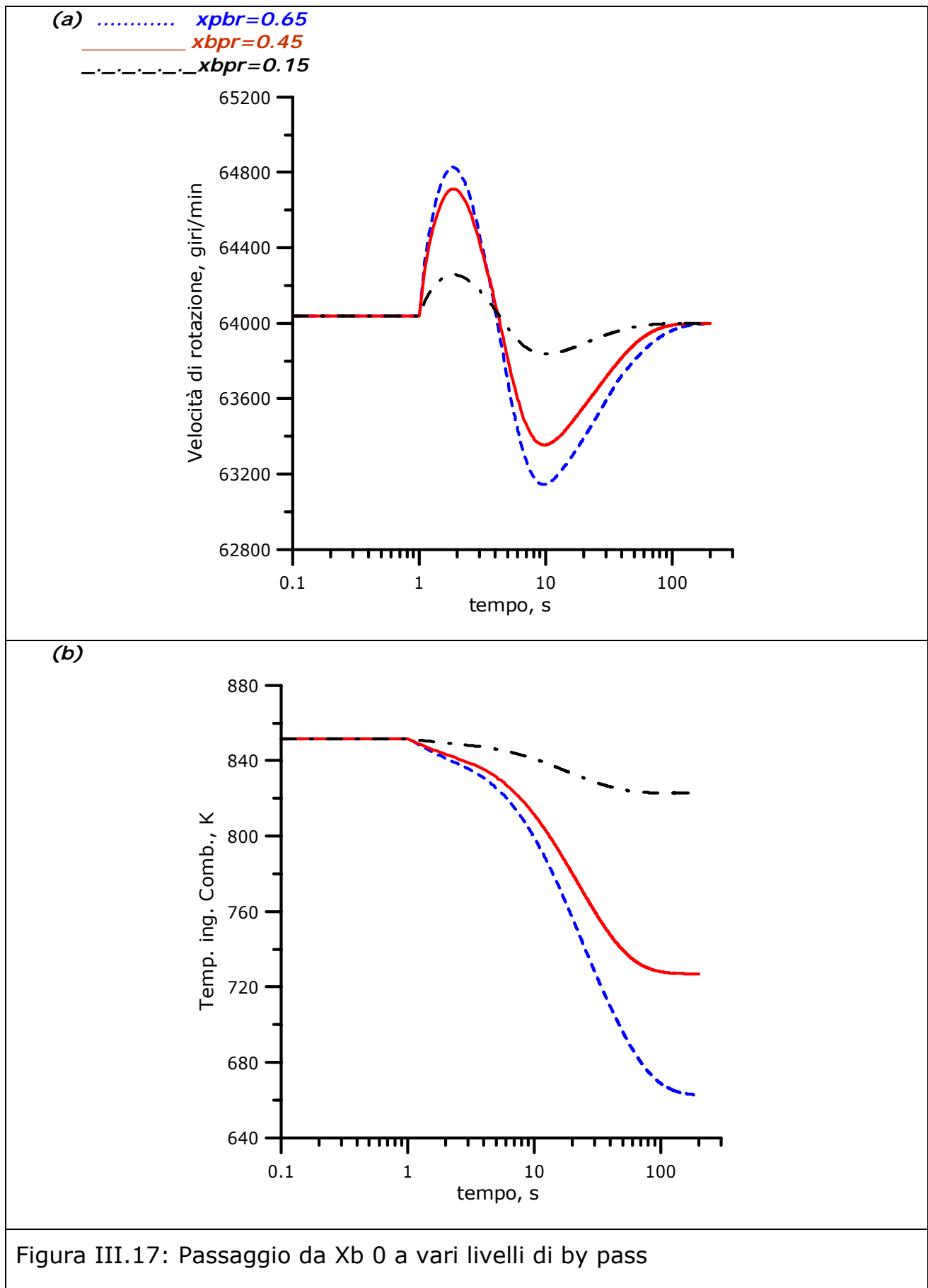


Figura III.16: Passaggio da Xb 0 a Xb 65%



Appena il valore di X_b diventa più importante, con conseguente crollo della temperatura misurata all'uscita del rigeneratore, si notano variazioni più nette dei singoli parametri ed è chiaro che, variando notevolmente le temperature in gioco all'interno dello scambiatore di calore rigenerativo, essendo questo il componente causa di maggiori rallentamenti durante il transitorio, si dilatano i tempi per riportarsi in prossimità delle condizioni operative richieste.

III.5 Risultati al variare del combustibile

Come nel caso dell'analisi di matching, anche per quanto riguarda lo studio del comportamento durante il transitorio di funzionamento si è scelto di valutare quali sono le differenze di reazione dell'impianto al variare del tipo di combustibile.

Si è scelto di confrontare i risultati ottenuti con gas naturale con quelli ottenuti utilizzando il combustibile derivato da rifiuti solidi urbani le cui specifiche sono state riportate in tabella nel capitolo II e che sono di seguito riassunte e confrontate con quelle del gas naturale (tabella III.3).

Anche per quanto riguarda questo tipo di analisi si ottiene il risultato atteso, ovvero che l'impianto reagisce in maniera simile al variare del combustibile, figura III.18, con variazione degli indici prestazionali ed un sensibile aumento degli indici di emissioni di inquinanti, dovuto alla particolare composizione molare del combustibile derivato da RSU [III.25-30]. Infatti la presenza di idrogeno fa sì che si raggiunga in camera di combustione una temperatura maggiore, figura III.19a, e che quindi vengano prodotti più NO_x termici, come appare in figura III.19b.

Composizione combustibile (%, molare)	Nat. Gas (NG)	RSU
CH₄	92.00	7.00
C ₂ H ₆	3.70	7.00
C ₃ H ₈	1.00	7.00
C ₄ H ₁₀	0.25	- -
N ₂	2.90	- -
H₂	- -	18.00
CO	- -	61.00
CO ₂	0.15	- -
H ₂ O	- -	- -
<hr/>		
Mol. Mass, g/mol	17.34	23.76
<i>LHV</i> , kJ/kg	47182	21697
<i>h_{ofr}</i> , kJ/kg	-4266.9	-2923.9
<i>f_{st}</i>	0.0620	0.1530
<i>T_{ofr}</i> , K	2220	2300
Tabella III.3: combustibili		

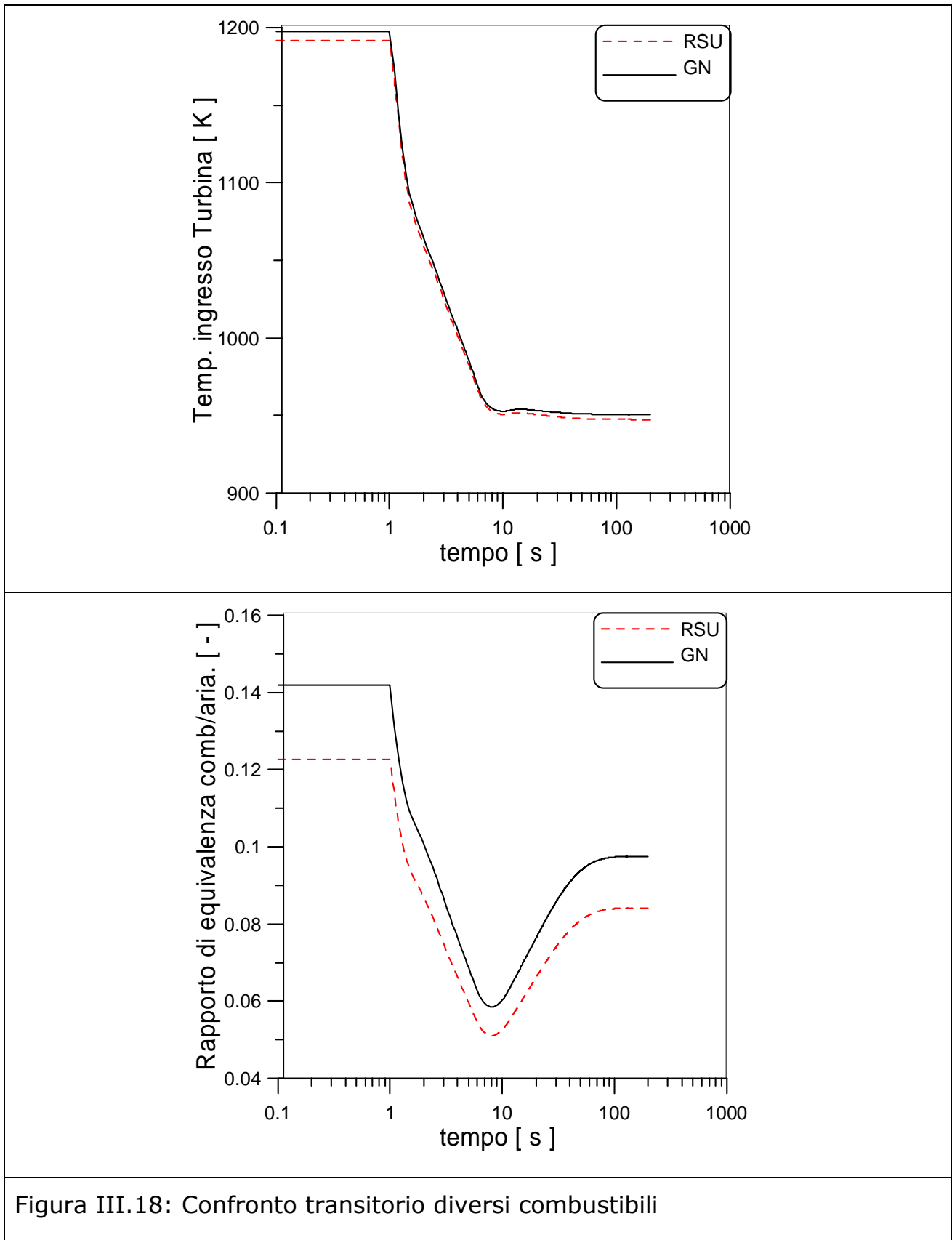
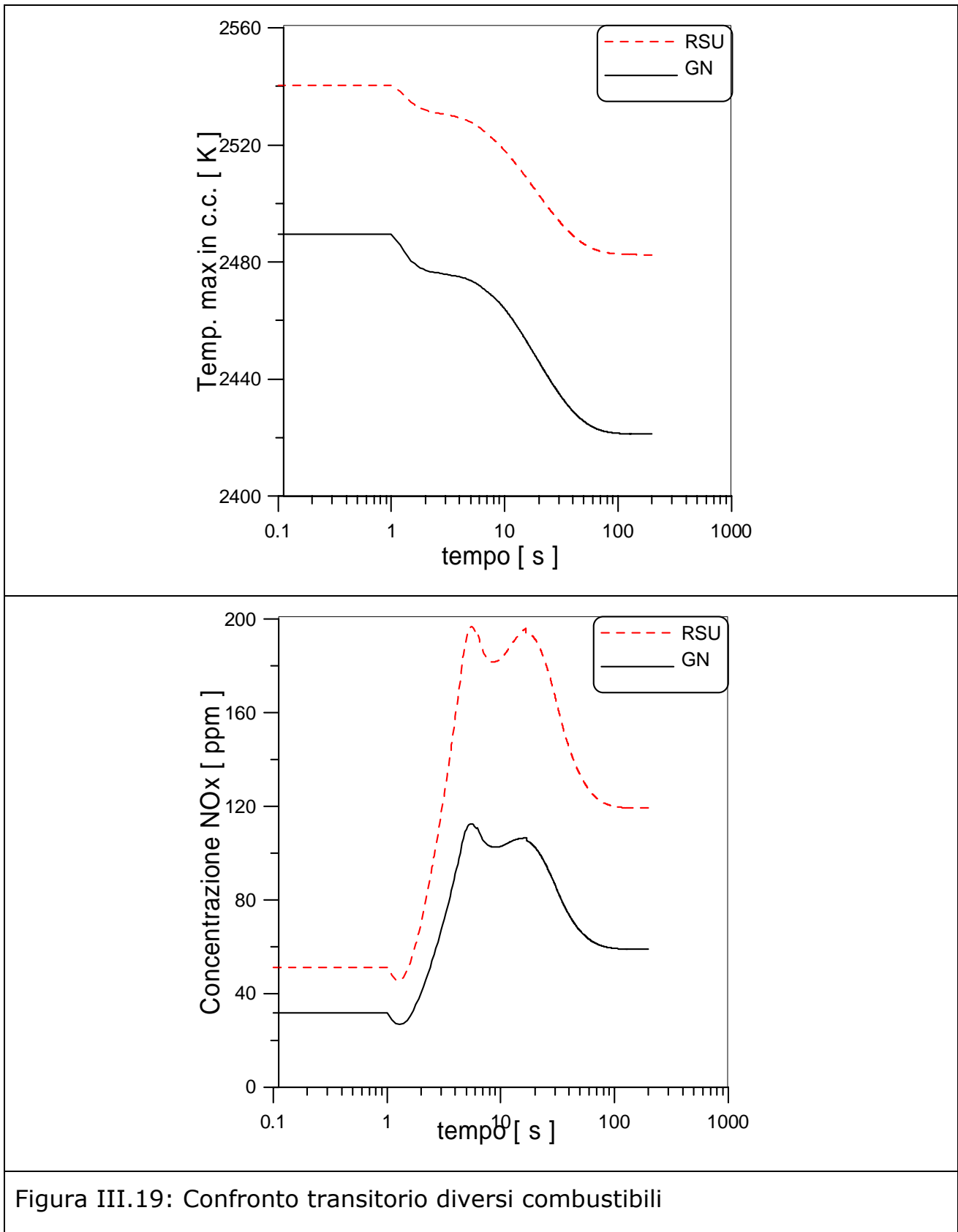


Figura III.18: Confronto transitorio diversi combustibili



III.5 Ulteriori sistemi di controllo

I risultati visti finora hanno evidenziato la necessità di controllare per quanto possibile durante il transitorio alcuni parametri il cui andamento, altrimenti, può causare situazioni di stress non tollerabili da parte dell'impianto. In particolar modo è da evitare che la temperatura massima di ingresso in turbina superi per lungo tempo il valore limite fissato a 1300 K e che il compressore non vada in stallo. Nei prossimi sottoparagrafi verranno quindi esposte alcune soluzioni prese in considerazione per risolvere dette problematiche [III.3].

III.5.1 Il controllo della temperatura massima di ingresso in turbina

In un'operazione che debba portare l'impianto a funzionare da carico parziale a pieno carico le sollecitazioni cui è sottoposta la macchina sono di gran lunga superiori all'operazione inversa: proprio in tale caso è necessario prevedere che all'uscita della turbina non si raggiungano e non permangano per tempo prolungato eccessivi valori della temperatura. Prendendo come assodato il valore di T^* scelto in precedenza, essendo questo il valore che riduce al minimo situazioni pericolose per l'impianto, per quanto riguarda la risposta alle sollecitazioni in termini di velocità di rotazione, è necessario modificare l'equazione III.13 come segue

$$\dot{m}_f(t + dt) = \dot{m}_f(t) + \Pi \left(P \frac{N_{TC}(t) - N_{TC}^*}{N_{TC}^*} - (1 - P) \left(\frac{T - T^*}{T^*} \right) \right) \quad (\text{III.15})$$

in modo tale che mediante la portata di combustibile \dot{m}_f sia possibile controllare non solo la velocità ma anche eventuali picchi di temperatura di ingresso in turbina ($T.I.T.$) giudicati dannosi per l'impianto [III. 3]. Con P si è indicato un opportuno fattore di peso, che assume valore costante, diverso

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas da zero, qualora non sia rispettata la condizione di vincolo $T < T$ massima ammissibile.

Un controllo di tal genere, ovviamente, rallenta l'adeguamento della velocità di rotazione e dilata quindi i tempi del transitorio al diminuire del fattore di peso. Di seguito sono riportati alcuni risultati, ottenuti in un caso di passaggio da carico parziale a pieno carico, prendendo come punti operativi di riferimento gli stessi visti in tabella III.1. Come valore di T massima ammissibile è stato preso $T = 1300$ K. Si vedrà anche che, come è lecito aspettarsi, al variare del T^* varia la risposta dell'impianto al sistema di controllo.

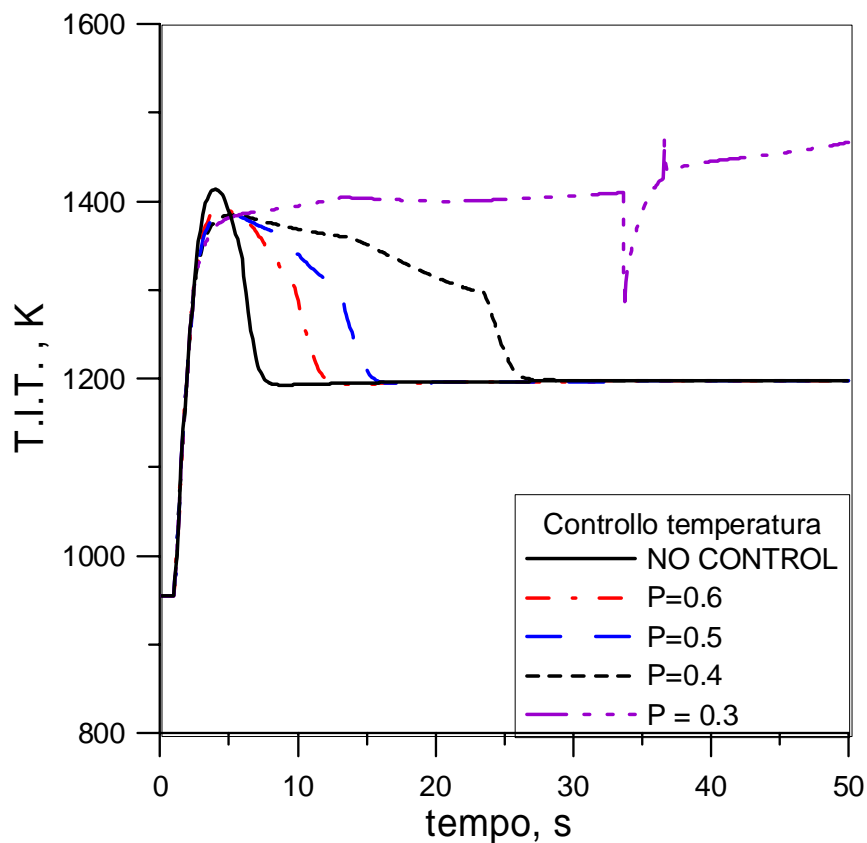


Figura III.20: Controllo della temperatura, scelta costante P

Valori di P troppo bassi fanno sì che non vi sia controllo alcuno della velocità e che, quindi, la macchina tenda a stabilizzarsi verso punti di funzionamento

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas non richiesti (fig. III.20 e III.21). Per quanto riguarda la produzione di specie inquinanti, è facile comprendere dalla figura III.22 che,

se da una parte il valore di picco della concentrazione di NO_x si riduce, dall'altra la permanenza per maggiori intervalli temporali a temperature più elevate, fa sì che la quantità totale di inquinanti prodotti durante l'operazione di transitorio sia maggiore nel caso in cui migliore è il controllo della temperatura, come evidenziato in fig. III.22.

E' chiaro che utilizzare la temperatura come variabile di controllo, in un transitorio le cui costanti di tempo sono decisamente inferiori rispetto ai tempi necessari per valutare e misurare correttamente la temperatura, può essere difficoltoso a meno che il codice non abbia a disposizione tabelle di riferimento grazie alle quali risalire alla temperatura misurando altri parametri.

Per controllare la temperatura, del resto, in luogo della eq. III.15, può essere utilizzata l'equazione seguente:

$$\dot{m}_f(t + dt) = \dot{m}_f(t) + \Pi \left(P \frac{N_{TC}(t) - N_{TC}^*}{N_{TC}^*} - (1 - P) \left(\frac{f - f^*}{f^*} \right) \right) \quad (\text{III.16})$$

Con f rapporto fra portata di combustibile e portata d'aria.

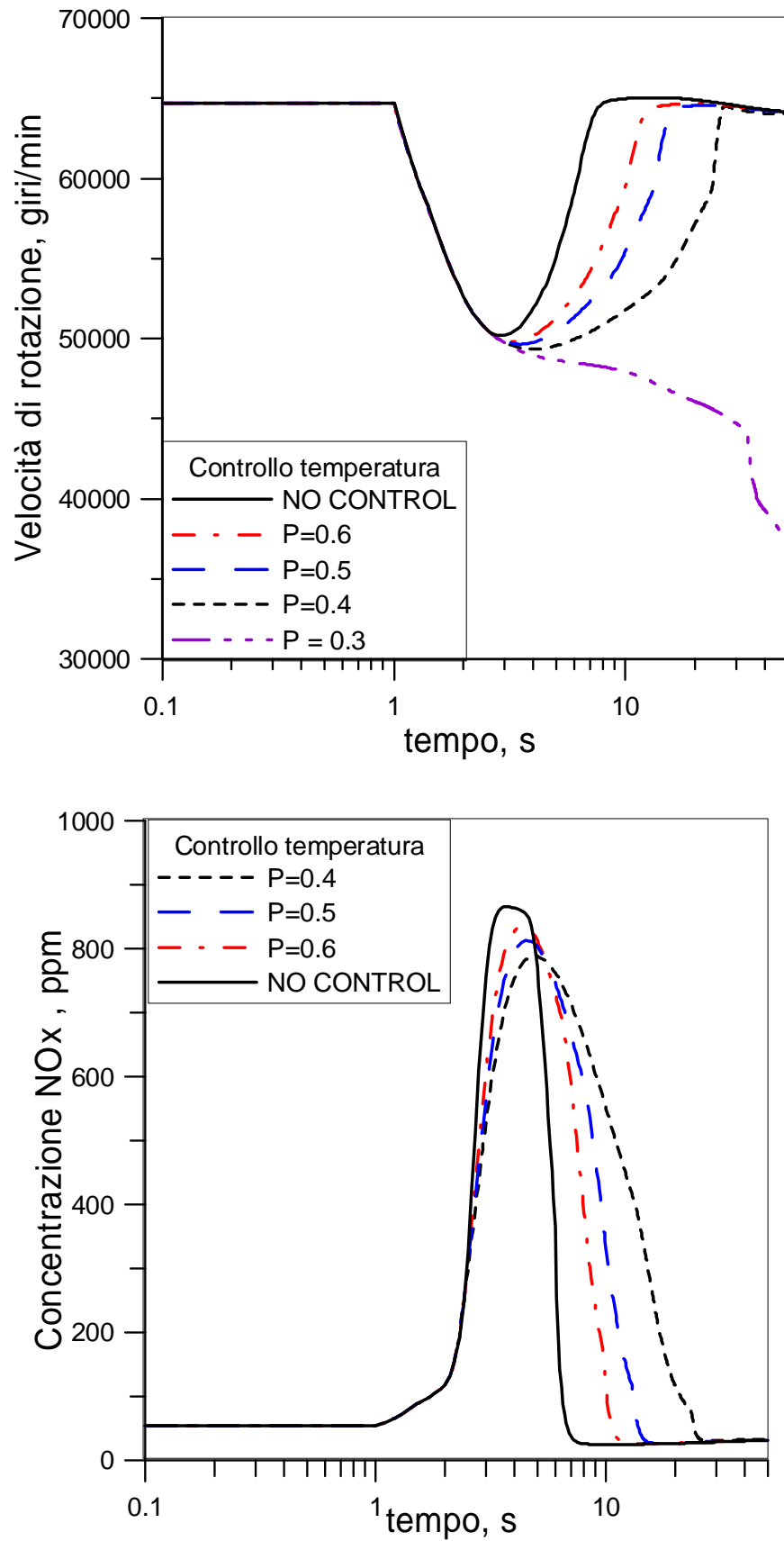


Fig. III.21: Controllo temperatura, scelta costante P

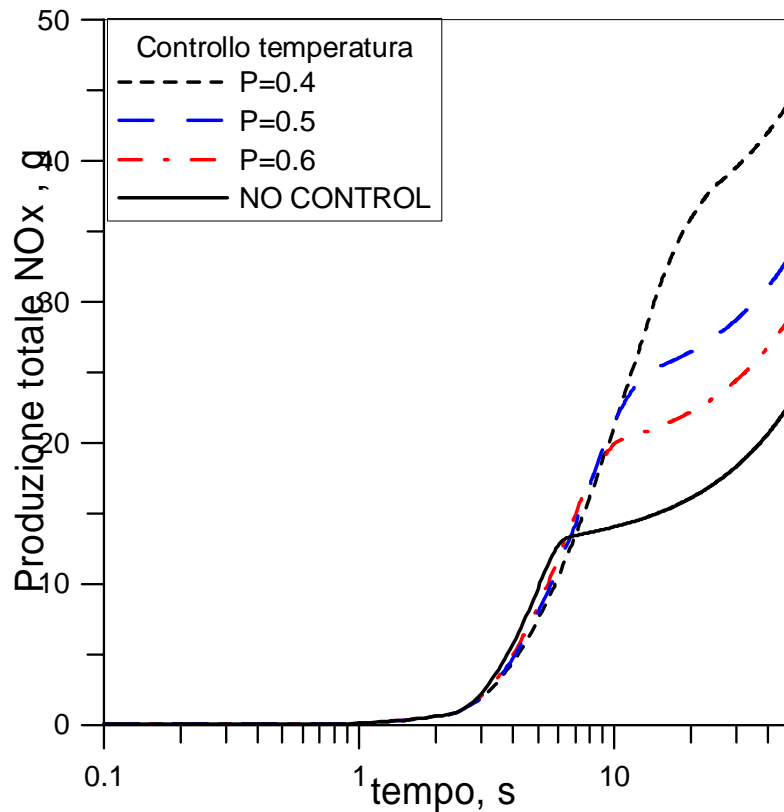
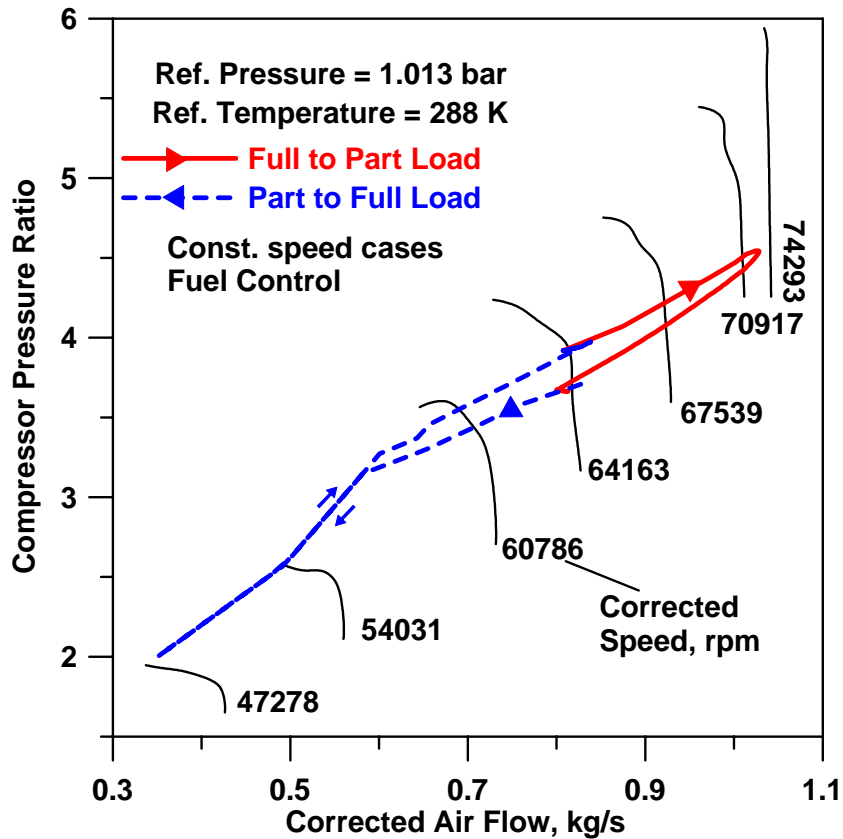


Fig. III.22: Controllo temperatura, scelta costante P

III.5.2 Il controllo dello stallo del compressore

Uno dei problemi maggiormente evidenti riscontrati durante le operazioni di transitorio riguarda il comportamento di compressore in turbina, in particolar modo in operazioni "*part to full*" vi è il rischio di incappare in condizioni di stallo del compressore. La figura III.23, facente riferimento agli stessi punti visti prima e riportati in tabella III.1, non fa altro che dimostrare quanto asserito sopra.



III.23: Comportamento del compressore [III.1,2]

E' chiaro infatti che buona parte dell'operazione di transitorio avvenga in condizioni non vantaggiose per l'impianto.

Per meglio valutare cosa accada nel compressore, è stato introdotto un parametro, già presentato in sede di analisi dei risultati, che sia indice del rischio di incorrere nello stallo:

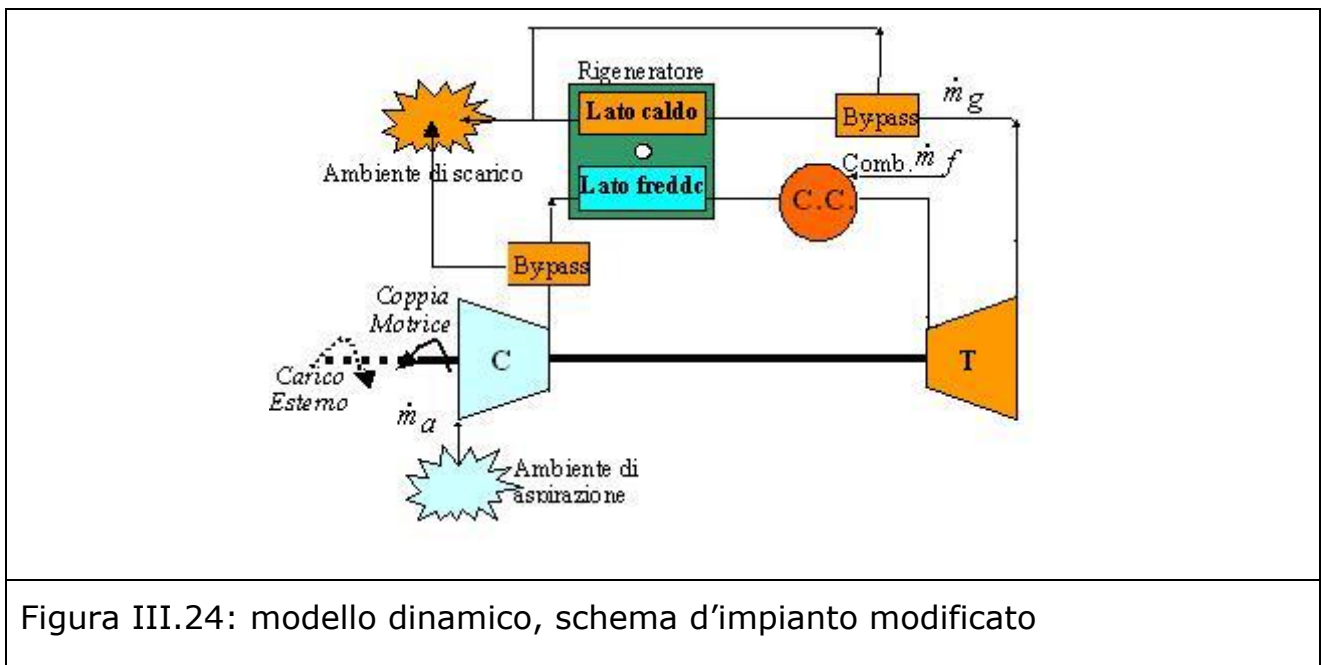
$$X_{stal} = \frac{\dot{m}(t) - \dot{m}_{min}}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \quad \text{III.14}$$

ovvero il rapporto fra la differenza fra la portata istantanea e quella corrispondente alla "surge line" e la differenza fra portata massima ammissibile per una data velocità e quella corrispondente alla "surge line".

Questo parametro, alla luce del ristretto "range" di portate ammissibili per una data velocità, è un buon indice del comportamento del compressore. La presenza della valvola che permetta la fuoriuscita di gas verso l'ambiente esterno (fig. III.24) diventa quindi di fondamentale importanza. Viene pertanto introdotto l'ulteriore controllo:

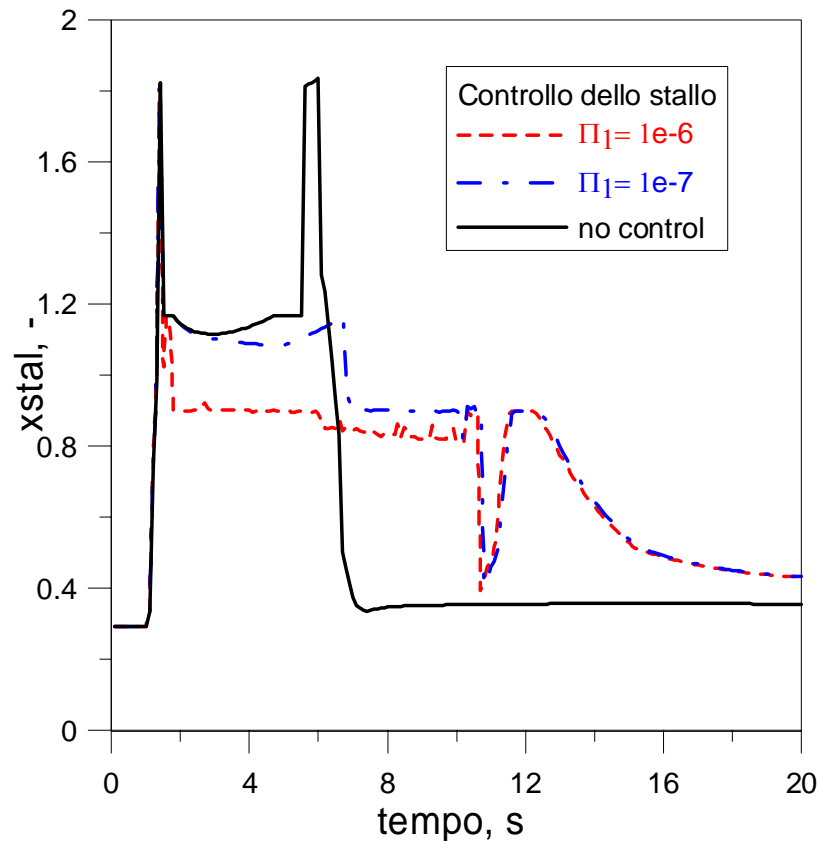
$$z(t) = z(t-1) - \Pi_1 \cdot (x_{stal} - x_{stalRIF}) / x_{stalRIF} \quad \text{III.17}$$

dove con z è indicato il parametro geometrico corrispondente all'apertura della valvola di sfiato posta a valle del compressore.



In figura III.25 e successive è evidenziato il comportamento della macchina durante tale operazione di controllo, ipotizzando che la valvola di sfiato si apra ogniqualvolta si superi il valore $x_{stal}=0.90$. E' evidente come la risposta sia immediata e che effettivamente l'impianto venga portato a funzionare in condizioni lontane dallo stallo. Per ottimizzare tale sistema di controllo bisogna calibrare in maniera opportuna la costante Π_1 in modo tale da allontanarsi dallo stallo senza però incorrere in pericolose oscillazioni degli altri parametri. E' infatti facilmente comprensibile come un'operazione di tal

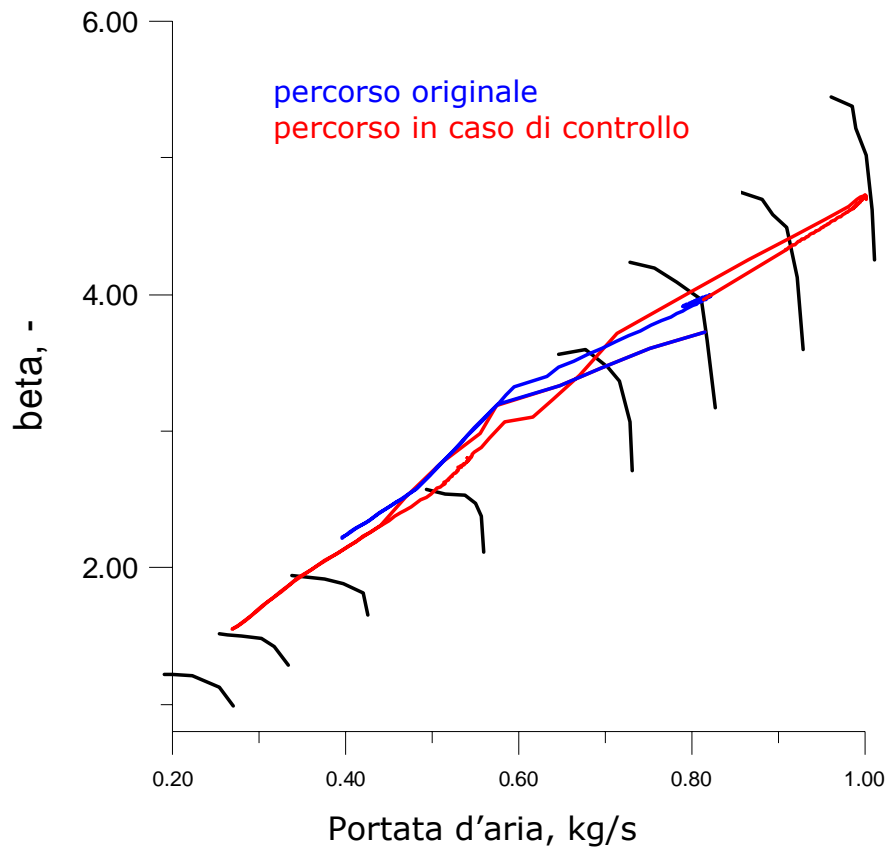
Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas
 genere possa creare problemi all'interno della camera di combustione. Operando infatti solo sulla valvola, ci si ritrova in pochi istanti ad avere portata d'aria immessa in camera di combustione dimezzata a fronte di una variazione minima della portata di combustibile, il che, ovviamente, comporta un rapporto f elevato e temperature del tutto incompatibili con l'impianto.



III.25: scelta della costante in legge di apertura valvola

In figura III.26 viene riportato il comportamento del compressore sia nel caso in cui non venga aperta la valvola, in blu, che nel caso in cui venga attivato il controllo, con $\Pi_1 = 1e^{-6}$, in rosso: risulta evidente che, se da una parte l'impianto si discosta quasi istantaneamente dalle condizioni di stallo, dall'altra l'operazione di transitorio risulta molto più lunga e complessa, passando per velocità e portate di gran lunga differenti fra loro in pochi secondi. Il sorgere di questa problematica, insieme a quanto appena sopra asserito riguardante la camera di combustione, fa sì che tale controllo non possa, da

_____Cap. III: analisi del transitorio della micro-turbina a gas solo, essere utilizzato nelle condizioni estreme appena viste. In figura III.27 sono infatti riportati, a titolo di esempio, gli andamenti di velocità di rotazione e rapporto aria-combustibile.



III.26: Comportamento del compressore, caso normale e controllo stallo

Ne consegue che per evitare problemi di stallo non è possibile controllare un parametro legato esclusivamente alla distanza dalla "surge line" ma è necessario introdurre contemporaneamente un opportuno controllo sulla temperatura in ingresso in turbina, del tipo di quelli visti nel paragrafo precedente. Solo un'azione congiunta dei due controllori potrà far sì che l'impianto reagisca in maniera corretta a sollecitazioni altrimenti pericolose.

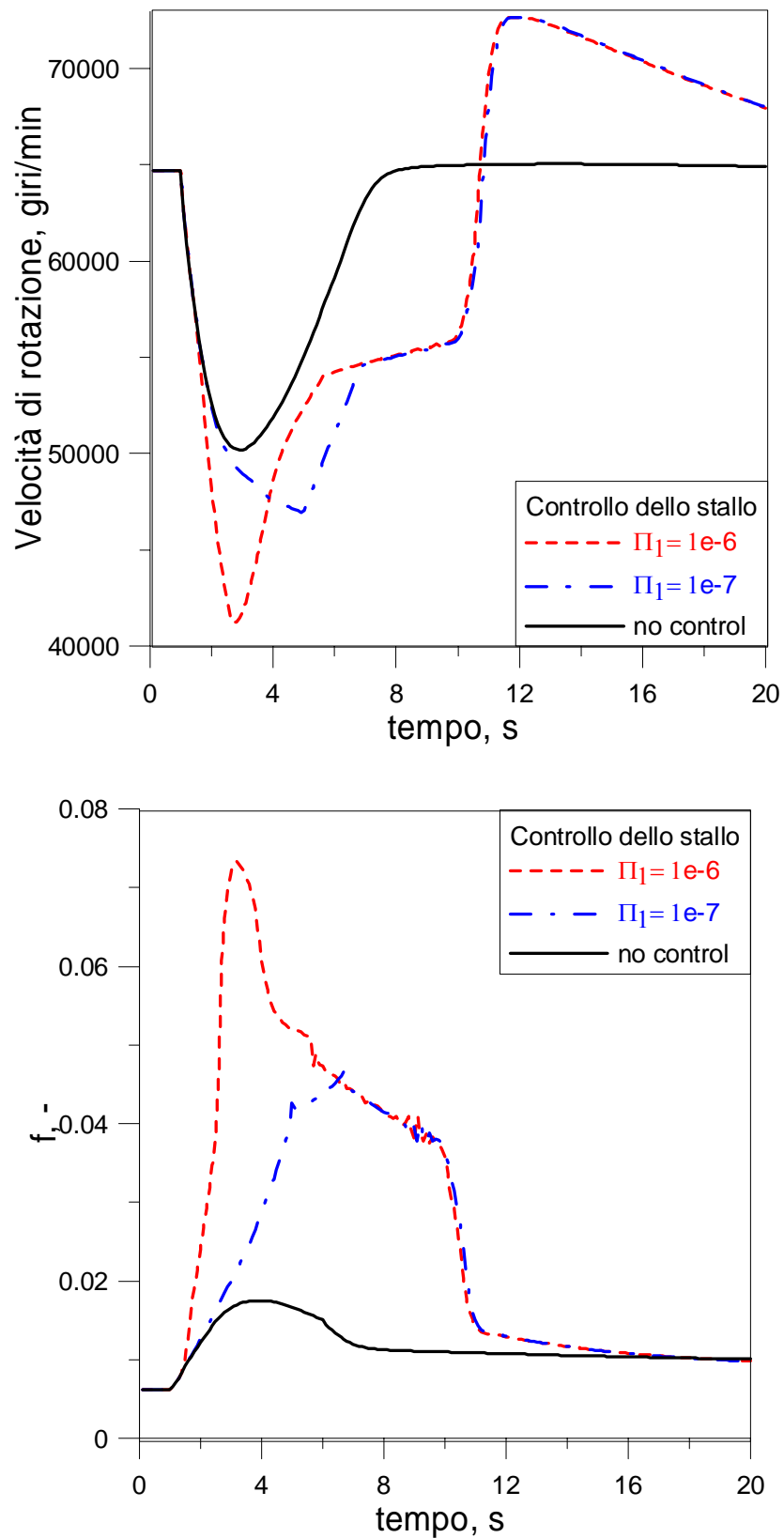


Fig. III.27: Controllo dello stallo, scelta della costante Π

III.5 Considerazioni conclusive sull'analisi non stazionaria

Utilizzare una micro turbina a gas esclusivamente in corrispondenza del valore nominale di funzionamento è limitativo, in quanto per rendere realmente competitive tipologie d'impianto basate su questa macchina è necessaria una buona flessibilità e versatilità di impiego. Diventa allora fondamentale esaminare il comportamento non stazionario durante le operazioni di transitorio ed ancora più importante disporre di sistemi di controllo che possano evitare eccessivi stress meccanici alla macchina e instabilità fluidodinamiche. Lo studio effettuato è in accordo con questo ed ha permesso di evidenziare alcune problematiche critiche la cui soluzione va perfezionata: in particolar modo, il semplice controllo della velocità di rotazione attraverso la legge di erogazione della portata di combustibile può condurre a una variazione dei parametri operativi priva di discontinuità ma non evita il rischio di stallo del compressore né il raggiungimento di temperature non contemplate dalla turbina. Si rende quindi necessario approfondire lo studio dei sistemi di controllo atti ad evitare le suddette problematiche, come già ampiamente detto nei primi paragrafi di presentazione del modello. Va infine precisato che lo studio presentato prescinde da un'analisi termo-fluidodinamica del processo di combustione in condizioni non stazionarie: quest'ultimo, al momento effettuato separatamente [III.62-64], ha evidenziato ulteriori limiti di risposta del combustore associati a problemi di formazione di ossido di carbonio o di specie incombuste nei periodi di anomala dosatura dei reagenti. In futuro sarà opportuno pervenire a una metodologia integrata di analisi dinamica del sistema e dei singoli componenti, allo scopo di una migliore descrizione dei processi termo-fluidodinamici e di una più efficace definizione delle leggi di controllo.

III.6 Bibliografia

- [III.1] Bozza, F., and Tuccillo, R., 2004, "Transient Operation Analysis of a Cogenerating Micro-Gas Turbine, ASME paper ESDA-2004-58079.
- [III.2] Bozza F., Cameretti M.C., Pontecorvo A., Reale F., Tuccillo R., "Analisi del funzionamento a regime ed in transitorio di una microturbina a gas", atti del 60° Congresso Nazionale ATI, 13 -15 settembre, 2005, Roma
- [III.3] Bozza F., Reale F, Tuccillo R., 2006, "Il controllo delle prestazioni e delle emissioni nei transitori di una microturbina a gas", atti del 61° Congresso Nazionale ATI, 2006, Perugia
- [III.4] Traverso A., Calzolari, Massardo A.F., 2003, "Transient Analysis and Control System for Advanced Cycles Based on Micro Gas Turbine Technology" , ASME paper 2003-GT-38269
- [III.5] Traverso A., Magistri, Scarpellini, Massardo A.F., 2003, "Demonstration Plant and Expected Performance of an Externally Fired Micro Gas Turbine for Distributed Power Generation" - ASME paper 2003-GT-38268
- [III.6] Davison, C.R., Birk, A.M., 2004, "Steady state and transient modeling of a micro-turbine with comparison to operating engine", ASME paper 2004-GT-53378
- [III.7] Zhu, H, and Jackson, G.S., 2001, "Transient Modeling for Assessing Catalytic Combustor Performance in Small Gas Turbine Applications", ASME paper 2001-GT-0520
- [III.8] Kim, J.H., Song, T.W., Kim, T.S., and Ro, S.T, 2001, "Dynamic Simulation of Full Start-Up Procedure of Heavy Duty Gas Turbines", ASME paper 2001-GT-0017
- [III.9] Evans, C., Chiras, N., Guillaume, P, and Rees, D., 2001, "Multivariable Modelling of Gas Turbine Dynamics", ASME paper 2001-GT-0018
- [III.10] Chiras, N., Evans, C., and Rees, D., 2001, " Global Nonlinear Modelling of Gas Turbine Dynamics Using NARMAX", ASME paper 2001-GT-0019
- [III.11] Arkov , V., Y., Kulikov, G.G., and Breikin, T.V., 2002, "Application of Markov Chains to Identification of Turbine Engine Dynamic Models", ASME paper GT-2002-30038
- [III.12] Camporeale, S.M., Fortunato, B., and Mastrovito, M., 2002, "A High-Fidelity Real-Time Simulation Code of Gas Turbine Dynamics for Control Applications ", ASME paper GT-2002-30039
- [III.13] Bozza F. ,Cameretti M.C. ,Tuccillo R., 2003, "Adapting the Micro-Gas Turbine Operation to Variable Thermal and Electrical Requirements", ASME paper 2003-GT-38652
- [III.14] Cameretti, M.C., Tuccillo, R., 2005. "A CFD Based Off-Design Study Of Micro-Gas Turbines Combustors", ASME paper GT-2005-68924

- [III.15] Tuccillo R., (2005), "Performance and Transient Behaviour of MTG Based Energy Systems", in VKI/RTO Lecture Series on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [III.16] Zel'dovich, Y.B., Sadovnikov, P.Y., Frank-Kamenetskik, D.A., 1947, "Oxidation of Nitrogen in Combustion," Academy of Science of SR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad.
- [III.17] Bozza, F., Fontana, G., and Tuccillo R., 1994, "Performance and Emission Levels in Gas Turbine Power Plants," *ASME Transactions – Journ. of Eng. for Gas Turb. and Power*, vol. 116, pp. 53-62.
- [III.18] Bozza, F., Cameretti, M.C., Marro, A., and Tuccillo, R., 2000, "Performance and emission analysis of a variable load operated gas turbine," in *ASME Advanced Energy Systems*, vol. 40, pp. 400-415.
- [III.19] Bozza F., Cameretti M.C., Piazzesi R., Pontecorvo A., Reale F., Tuccillo R., 2004, "Analisi del funzionamento stazionario di una microturbina a gas alimentata a gas naturale e con combustibili alternativi."
- [III.20] Lagerström G., Xie M., 2002, "High performance & cost effective recuperator for micro-gas turbines", ASME paper 2002-GT-30402
- [III.21] Proeschel R.A., 2002, "Proe 90™ recuperator for microturbine applications", ASME paper 2002-GT-30406
- [III.22] Kesseli J., Wolf et. Al., 2003, "Micro, industrial, and advanced gas turbines employing recuperators", ASME paper 2003-GT-38938
- [III.23] Ibrahim O., Zimmermann P., Hirsch C., Sattelmayer T., Gerhard B., Steinbach C., 2004, "A microturbine operating with variable heat output", ASME paper 2004-GT-53011
- [III.24] Buhre B.J.P., Andries J., 2000, "Biomass-Based, Small Scale, Distributed Generation of Electricity and Heat using Integrated Gas Turbine-Fuel Cell" ASME Paper, ASME Paper 2000-GT-0022.
- [III.25] Di Maria F., Desideri U., Bidini G., 2001, "Applicazione di una Microturbina a Gas ad una Discarica di Rifiuti Solidi Urbani", X Convegno Tecnologie e Sistemi energetici complessi, Genova 2001.
- [III.26] Schmitz W., Hein D., 2000, "Concepts for the Production of Biomass Derived Fuel Gases for Gas Turbine Applications," ASME Paper, 2000-GT-0018.
- [III.27] Craig J. D. , Purvis C. R. , 1999, "A Small Scale Biomass Fuelled Gas Turbine Engine" 1999, ASME Transactions - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 121, pp. 64-67.
- [III.28] Fantozzi F., Di Maria F. , Desideri U., 2002, "Integrated micro-turbine and rotary-kiln pyrolysis system as a waste to energy solution for a small town in central Italy – cost positioning and global warming assessment –", ASME paper 2002-GT-30652
- [III.29] Fantozzi F., D'Alessandro B., Desideri U., 2003, "IPCP: Integrated Pyrolysis Combined Plant — An Efficient and Scalable Concept for Gas Turbine Based Energy Conversion From Biomass and Waste", ASME paper 2003-GT-38653

- [III.30] Bohn D., Lepers J., 2003, "Effects of Biogas Combustion on the Operation Characteristics and Pollutant Emissions of a Micro Gas Turbine", ASME paper 2003-GT-38767
- [III.31] Traverso A., Calzolari, Massardo A.F., 2003, "Transient Analysis and Control System for Advanced Cycles Based on Micro Gas Turbine Technology", ASME paper 2003-GT-38269
- [III.32] Davison C.R., Birk A.M., , 2004, "Steady state and transient modeling of a micro-turbine with comparison to operating engine", ASME paper 2004-GT-53378
- [III.33] Camporeale, S.M., Fortunato, B., and Mastrovito, M., 2002, "A High-Fidelity Real-Time Simulation Code of Gas Turbine Dynamics for Control Applications ", ASME paper GT-2002-30039
- [III.34] Zel'dovich, Y.B., Sadovnikov, P.Y., Frank-Kamenetskik, D.A., 1947, "Oxidation of Nitrogen in Combustion," Academy of Science of SR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad.
- [III.35] Lagerström G., Xie M., 2002, "High performance & cost effective recuperator for micro-gas turbines", ASME paper 2002-GT-30402
- [III.36] Proeschel R.A., 2002, "Proe 90™ recuperator for microturbine applications", ASME paper 2002-GT-30406
- [III.37] Kesseli J., Wolf et. Al., 2003, "Micro, industrial, and advanced gas turbines employing recuperators", ASME paper 2003-GT-38938
- [III.38] Ibrahim O., Zimmermann P., Hirsch C., Sattelmayer T., Gerhard B., Steinbach C., 2004, "A microturbine operating with variable heat output", ASME paper 2004-GT-53011
- [III.39] Buhre B.J.P., Andries J., 2000, "Biomass-Based, Small Scale, Distributed Generation of Electricity and Heat using Integrated Gas Turbine-Fuel Cell" ASME Paper, ASME Paper 2000-GT-0022.
- [III.40] Di Maria F., Desideri U., Bidini G., 2001, "Applicazione di una Microturbina a Gas ad una Discarica di Rifiuti Solidi Urbani", X Convegno Tecnologie e Sistemi energetici complessi, Genova 2001.
- [III.41] Schmitz W., Hein D., 2000, "Concepts for the Production of Biomass Derived Fuel Gases for Gas Turbine Applications," ASME Paper, 2000-GT-0018.
- [III.42] Craig J. D. , Purvis C. R. , 1999, "A Small Scale Biomass Fuelled Gas Turbine Engine" 1999, ASME Transactions - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 121, pp. 64-67.
- [III.43] Fantozzi F., Di Maria F. , Desideri U., 2002, "Integrated micro-turbine and rotary-kiln pyrolysis system as a waste to energy solution for a small town in central Italy – cost positioning and global warming assessment –", ASME paper 2002-GT-30652
- [III.44] Fantozzi F., D'Alessandro B., Desideri U., 2003, "IPCP: Integrated Pyrolysis Combined Plant — An Efficient and Scalable Concept for Gas Turbine Based Energy Conversion From Biomass and Waste", ASME paper 2003-GT-38653
- [III.45] Bohn D., Lepers J., 2003, "Effects of Biogas Combustion on the Operation Characteristics and Pollutant Emissions of a Micro Gas Turbine", ASME paper 2003-GT-38767

- [III.46] Chiaramonti D., Riccio G., Martelli F., 2004, "Preliminary Design and Economic Analysis of a Biomass Fed Micro-Gas Turbine Plant for Decentralised Energy Generation in Tuscany", ASME paper 2004-GT-53546
- [III.47] Rodgers, C., 2001, "Microturbine Cycle Options". ASME Paper 2001-GT-0552
- [III.48] Campanari S., Boncompagni, Macchi E., 2002, "Microturbines and trigeneration: optimization strategies and multiple engine configuration effects", ASME paper 2002-GT-30417
- [III.49] Campanari S., Macchi E., 2003, "Technical and Tariff Scenarios Effect on Microturbine Trigenerative Applications", ASME paper 2003-GT-38275
- [III.50] González M.A., Padilla R., and Willinger R., 2004, "Combined Heat and Power Technologies: Application Studies of Options Including Micro Gas Turbines", ASME paper 2004-GT-53909
- [III.51] Evans, C., Chiras, N., Guillaume, P, and Rees, D., 2001, "Multivariable Modelling of Gas Turbine Dynamics", ASME paper 2001-GT-0018
- [III.52] Chiras, N., Evans, C., and Rees, D., 2001, "Global Nonlinear Modelling of Gas Turbine Dynamics Using NARMAX", ASME paper 2001-GT-0019
- [III.53] Arkov, V., Y., Kulikov, G.G., and Breikin, T.V., 2002, "Application of Markov Chains to Identification of Turbine Engine Dynamic Models", ASME paper GT-2002-30038
- [III.54] Bozza, F., Senatore, A., and Tuccillo R., 1996, "Thermal Cycle Analysis and Components Aero-Design for Gas Turbine Concept in Low-Range Cogenerating Systems," *ASME Jrl of Eng. for Gas Turbines and Power*, vol. 118, pp. 792-802.
- [III.55] Cameretti, M.C., and Tuccillo, R, 2004, "Comparing Different Solutions for the Micro-Gas Turbine Combustor", ASME paper GT-2004-53286.
- [III.56] Parente J., Mori G., Anisimov, V., Croce G., 2004, "Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design and CFD Analysis", ASME paper GT2004-54247
- [III.57] V.M. Phi, J.L. Mauzey, V.G. McDonell and G.S. Samuelsen, 2004, "Fuel Injection And Emissions Characteristics of a Commercial Microturbine Generator" ASME paper GT-2004-54039
- [III.58] Jeffery A. Lovett and Kevin T. Uznanski, 2002, "Prediction Of Combustion Dynamics In A Staged Premixed Combustor ", ASME paper GT-2002-30646
- [III.59] Bozza F., Rizzo G., and Tuccillo R., 1998, "Identification of a Model for Monitoring Nitric Oxide Emissions in a Gas Turbine Power Plant," in "Theory and Practice of Control and Systems", World Scientific Publishing Ltd. London UK, pp. 437-442, ISBN 981-02-3668-9.
- [III.60] Croce, G., Mori G., and Parente, J, 2003, "Assessment of traditional and flamelets models for micro turbine combustion chamber optimisation", ASME paper GT-2003-38385

- [III.61] Tuccillo R., (2005), " Performance and Transient Behaviour of MTG Based Energy Systems", in VKI/RTO Lecture Series on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [III.62] Tuccillo R., Cameretti, M.C., 2005. "Combustion and Combustors for MTG Applications", in VKI/RTO Lecture Series on "Micro Gas Turbines", March 2005.
- [III.63] Cameretti, M.C., Tuccillo, R., 2005. "A CFD Based Off-Design Study Of Micro-Gas Turbines Combustors", ASME paper GT-2005-68924
- [III.64] Cameretti, M.C., and Tuccillo, R, 2004, "Comparing Different Solutions for the Micro-Gas Turbine Combustor", ASME paper GT-2004-53286.

Capitolo IV

Una scelta impiantistica: Il ricircolo dei gas combusti

IV.1 Introduzione

E' evidente, anche alla luce dei risultati presentati nei capitoli precedenti, che una delle problematiche principali dell'impianto consiste nel trovare soluzioni tali da ridurre gli inquinanti senza compromettere le prestazioni.

In particolar modo è chiaro che le situazioni peggiori da questo punto di vista si abbiano in caso di funzionamento a carico parziale, dove maggiori sono le emissioni di NO_x in atmosfera [IV.1-7].

E' stato per questo motivo scelto di adottare una diversa configurazione dell'impianto, prevedendo l'aggiunta di una valvola di by pass posta a valle del rigeneratore tale da permettere il ricircolo di parte dei gas combusti, il tutto per avvicinarsi a quella che in letteratura è definita "*mild combustion*" o "*flameless combustion*" [IV.8-11].

Con tale denominazione si definisce una combustione durante la quale i picchi di temperatura che si raggiungono all'interno del combustore sono ridotti in maniera notevole, da qui la definizione di combustione "dolce" o "senza fiamma", il che, aggiunto alla diminuzione di ossigeno nell'ossidante causato

dalla presenza degli inerti, contribuisce in maniera notevole all'abbattimento degli NO_x.

E' ovvio che particolare attenzione dovrà essere data, oltre che alla prevista riduzione di ossidi di azoto, all' incremento di emissioni in atmosfera di CO e CO₂ , dovuto alla particolare composizione dell'ossidante, ed a evitare un eccessivo decadimento delle prestazioni dell'impianto. Nel presente capitolo verranno riportati diversi risultati, ottenuti sia mediante una preliminare analisi parametrica puramente termodinamica che mediante l'analisi di accoppiamento ampiamente descritta in precedenza, allo scopo di fornire una ampia panoramica delle possibilità di impiego di detta soluzione impiantistica e per valutare quando e in che punti siano ottimali le condizioni di impiego, con riduzione di inquinanti e valori accettabili del rendimento globale.

In ultimo verranno presentati a titolo di esempio alcuni risultati ottenuti effettuando un'accurata analisi CFD della camera di combustione.

IV.2 La *"mild combustion"*

Prima di procedere all'approfondimento riguardante la micro turbina a gas conviene soffermarsi brevemente sulla scelta impiantistica adottata. Ottenere una combustione "dolce" o "senza fiamma" coincide con risolvere il problema della produzione di ossidi di azoto prima ancora di dover valutare sistemi, a valle dell'impianto, di cattura e riduzione degli inquinanti. Lo scopo è quello di ottenere una "fiamma ideale" che dia luogo ad una combustione pulita e facilmente controllabile. A tal fine, molti sforzi sono stati rivolti verso l'ottimizzazione non solo dei bruciatori ma anche dei processi stessi di combustione, fino alla scelta di "spegnere" la fiamma in camera di combustione. Il principio cardine della combustione senza fiamma è infatti quello di ridurre le emissioni inquinanti rimuovendo la "discontinuità" termica generata da qualsivoglia tipologia di fiamma. Questa tecnologia deve il proprio nome alla sua caratteristica più evidente, cioè all'assenza di una fiamma definita e visibile durante lo svolgimento della reazione di combustione. Nei bruciatori convenzionali, per consentire l'innescarsi della

catena di reazioni radicaliche alla base del fenomeno della combustione, è necessaria la presenza di un marcato gradiente termico. Tale condizione è abitualmente raggiunta nella regione del fronte di fiamma che costituisce una sorta di iso-superficie che racchiude e separa il volume dei reagenti da quello dei prodotti. Di contro, operando mediante un preriscaldamento dei reagenti al di sopra della loro temperatura di autoignizione, la presenza di un fronte di fiamma non risulta più necessaria in quanto l'intero volume di reazione viene a trovarsi in condizioni idonee all'innescarsi ed al sostentarsi delle reazioni di combustione. In tal modo, non si ha più la presenza di quei picchi di temperature e di quelle zone di combustione non stechiometrica che sono alla base della formazione degli ossidi di azoto e del particolato carbonioso [IV.12]. La tecnologia "*flameless*" prevede una duplice tecnica di preriscaldamento dei flussi entranti in camera di combustione associata alla diluizione della fiamma per mezzo del ricircolo dei fumi di combustione. Il rigeneratore ha lo scopo di "riscaldare" i reagenti fino a valori che siano al di sopra della temperatura di autoignizione del combustibile, mentre il ricircolo di una frazione di gas combusti ha il compito di sfruttare il combustibile come agente riducente.

In questo modo vengono generati i radicali in grado di "attaccare" gli ossidi di azoto per riportarli ad azoto molecolare [IV.1-2, IV.12-14].

Grande vantaggio di questa tecnologia è quello di garantire buoni risultati senza per questo determinare impatti ambientali secondari negativi. La possibilità di ottenere bassi livelli di emissioni inquinanti è da attribuirsi all'assenza di un fronte di fiamma ed alla presenza di un volume di reazione sostanzialmente omogeneo. Attraverso un forte preriscaldamento dell'aria di combustione ed un elevato ricircolo dei gas combusti è infatti possibile sviluppare una reazione di combustione "distribuita" all'interno della camera di reazione e non più concentrata su di un fronte di fiamma [IV.14]. Come immediato risultato dell'allargamento della regione di combustione vi è una marcata omogeneizzazione della temperatura all'interno del bruciatore che comporta, a sua volta, un appiattimento dei picchi di temperatura responsabili della formazione degli ossidi di azoto di origine termica.

IV.3 Descrizione dell'impianto

Il ricircolo dei gas combusti (EGR) rende necessarie alcune modifiche all'impianto: oltre che la necessaria valvola posta a valle del rigeneratore è necessario prevedere una refrigerazione del gas ottenuto dal mescolamento di aria e combusti prima dell'ingresso al compressore.

La nuova configurazione dell'impianto è quindi quella in figura:

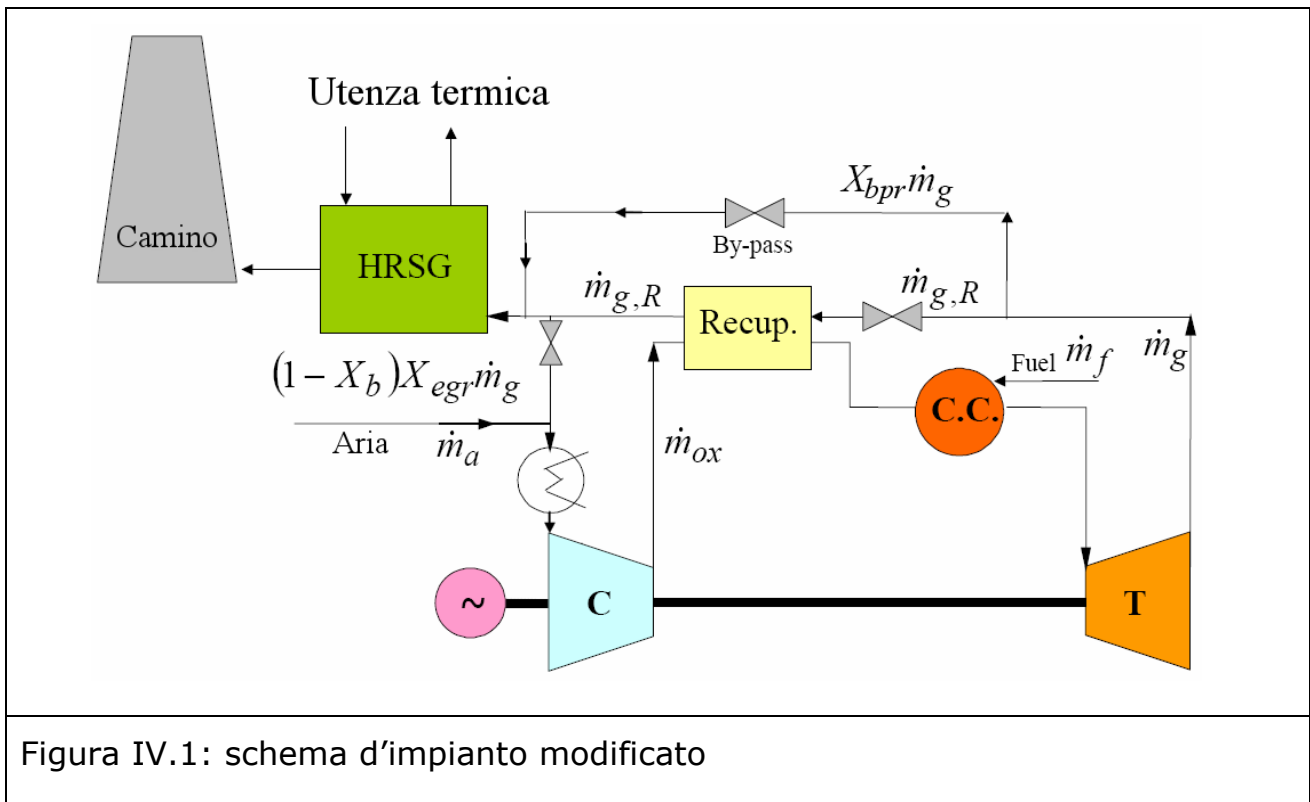


Figura IV.1: schema d'impianto modificato

La frazione di gas combusti è indicata da x_{egr}

$$X_{egr} = \frac{\dot{m}_{egr}}{\dot{m}_{g,R}}$$

IV.1

Ne risulta che la portata di ossidante immessa nel sistema è uguale a:

$$\dot{m}_{ox} = (1 - X_{bpr}) \cdot X_{egr} \cdot \dot{m}_{g,R} + \dot{m}_{aria} \quad \text{IV.2}$$

E che la portata di gas che va allo scambiatore di calore a recupero è pari a:

$$\dot{m}_{g,HR} = X_b (1 - X_{egr}) \dot{m}_g \quad \text{IV.3}$$

Lo scambiatore posto a monte del compressore assume un ruolo chiave in quanto tanto migliore è la refrigerazione del fluido tanto maggiore è la possibilità che il compressore possa funzionare alla portata stabilita. A tal scopo si assume l'efficienza dello scambiatore pari a :

$$\varepsilon_{cooling} = \frac{T_{mix} - T_{ox}}{T_{mix} - T_a} \quad \text{IV.4}$$

IV.4 Analisi dei risultati

Una volta costruito il nuovo schema d'impianto, primo passo obbligato è stato quello di valutare cosa accada nel punto di progetto, utilizzando l'analisi termodinamica già ampiamente valicata per diverse tipologie di turbine a gas. In tabella IV.1 sono riportati i principali parametri caratterizzanti l'impianto e la composizione molare del gas ossidante all'ingresso in camera di combustione nel caso nominale e per due valori differenti di frazione di EGR, imponendo che la temperatura di ingresso in turbina sia uguale e pari al valore nominale di 1225 K.

E' chiaro che la miscela costituente l'ossidante diventa più povera di ossigeno e ricca di acqua e anidride carbonica e che, di conseguenza, occorre maggior combustibile per garantire una prestazione simile. E' fondamentale, come anticipato, la presenza di uno scambiatore di calore posto a monte del compressore per raffreddare la miscela di gas combusti e aria e riportarla a temperature tali da rendere funzionante il compressore. E' altresì evidente che la presenza dell'EGR riduce in maniera notevole la potenza termica disponibile all'utilizzatore per fini cogenerativi.

Frazione di EGR : X_{egr}	0.0	0.35	0.65
\dot{m}_a , kg/s	0.808	0.511	0.275
\dot{m}_{ox} , kg/s	0.808	0.791	0.799
$[N_2]$, % molare	78.98	78.35	76.82
$[O_2]$, % molare	20.98	19.16	14.76
$[CO_2]$, % molare	0.01	0.852	2.872
$[H_2O]$, % molare	0.01	1.636	5.546
\dot{m}_f , g/s	6.948	6.940	7.540
Comb. Inl. Temp., K	905.9	898.6	872.5
Turb. Out. Temp., K	951.8	953.9	958.8
Rec. Out. Temp., K	530.8	569.7	599.4
Air-Exh. Mix. Temp., K	- -	389.0	493.2
Compr. Inl. Temp., K	288.1	308.1	308.1
Mech. Output, kW	109.7	98.6	102.0
Thermal Efficiency	0.334	0.301	0.287
Thermal Output, kW	108.7	91.8	60.5
EICO ₂ , g/kWh	621.6	709.3	805.1
$[NO]$, p.p.m. dry	36.06	30.81	4.02
Tabella IV.1: dati caratteristici punti operativi			

Per quanto riguarda invece le emissioni inquinanti, come atteso si riduce drasticamente la concentrazione di NO_x immessi in atmosfera mentre cresce l'indice di emissioni di CO₂. Quanto appena asserito è rappresentato graficamente in figura IV.2, in cui si può notare l'andamento opposto che hanno i due indici di emissioni inquinanti e la riduzione, in figura IV.3, sia del rendimento globale, dovuto al depauperamento del ciclo termodinamico, che in maniera maggiore ancora dell'indice di risparmio energetico, influenzato notevolmente dalla riduzione della disponibilità di calore recuperabile.

P = 110 kW, X_b=0, N_{tc}=64000 giri/min, T.I.T. = 1223 K

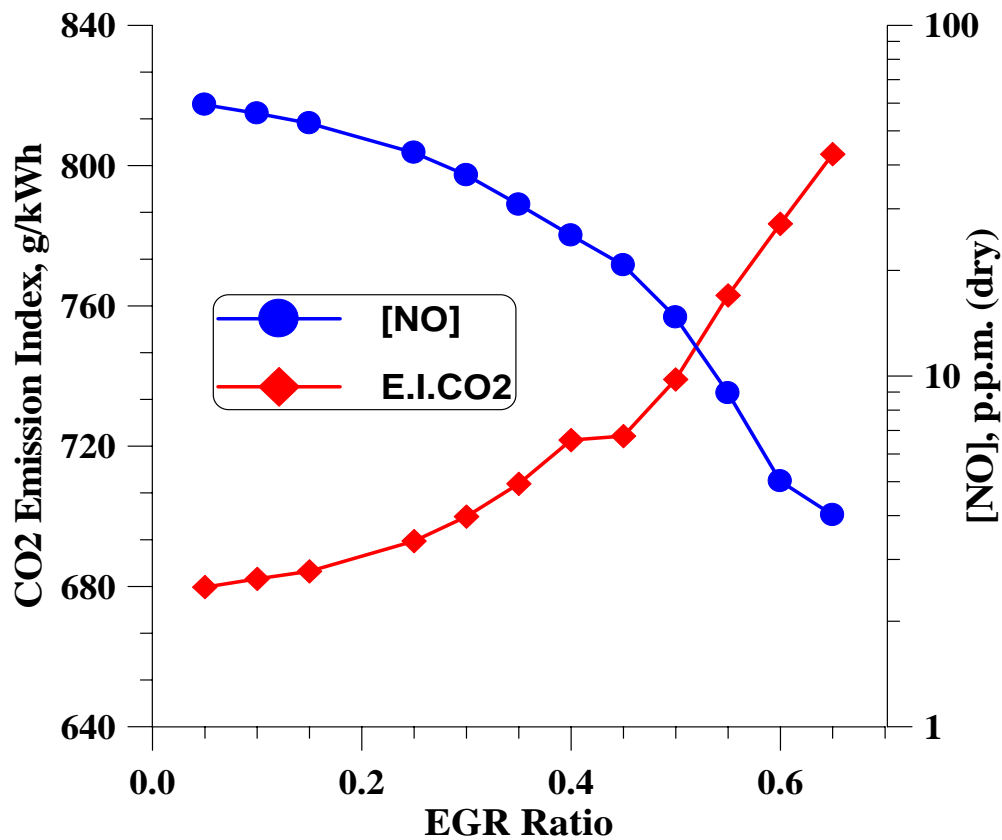
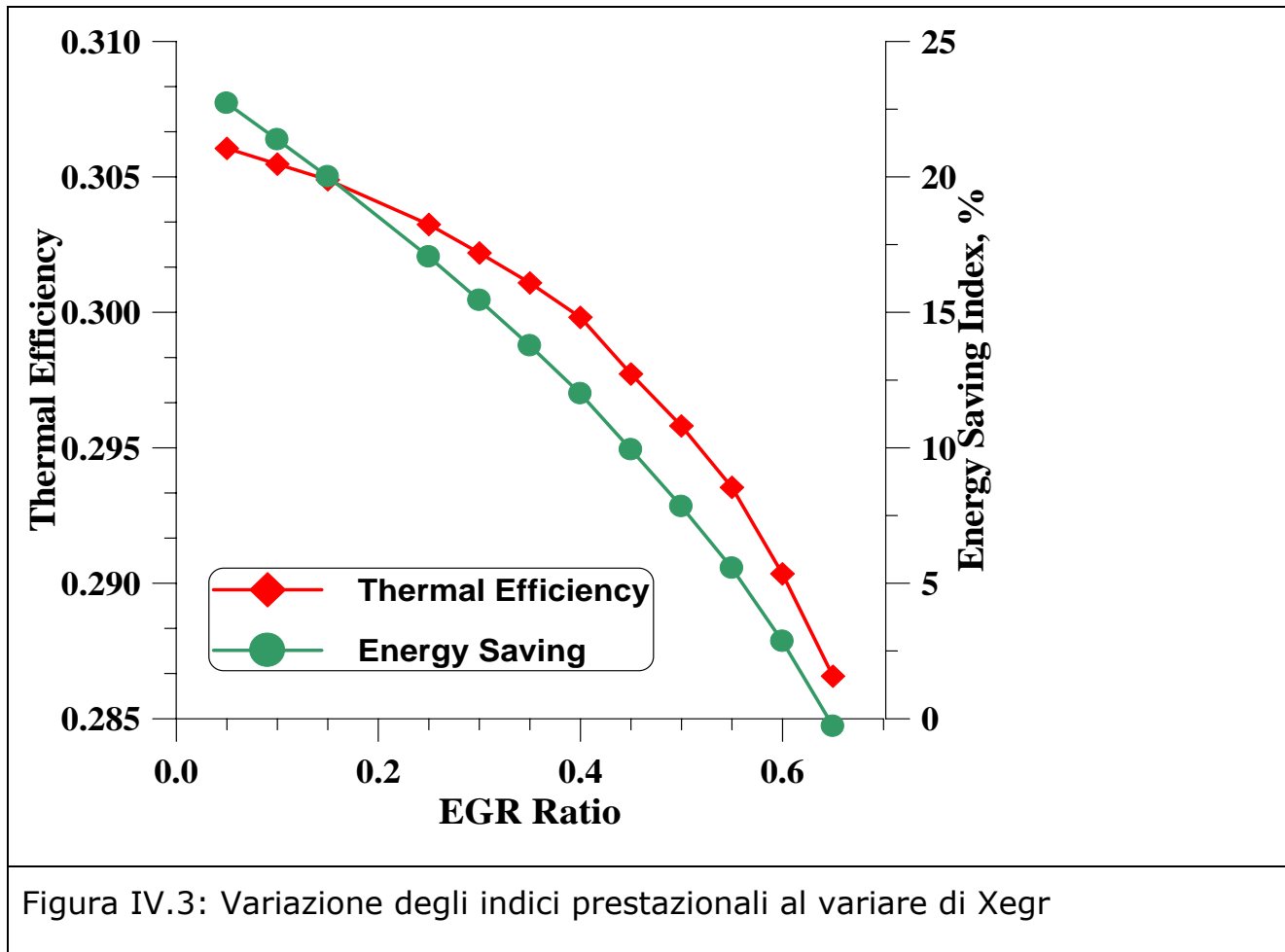


Figura IV.2: Variazione delle emissioni di inquinanti con X_{egr}



IV.5 Cenni su analisi CFD del combustore

Prima di passare ad una vera e propria analisi del fuori progetto, conviene soffermarsi a valutare se davvero nei punti presentati in tabella IV.1 si possano ottenere risultati soddisfacenti: a tal fine l'analisi termodinamica è stata integrata da una più completa valutazione di cosa accada in camera di combustione mediante analisi CFD. In recenti lavori [IV.1-2] sono state effettuate diverse simulazioni utilizzando due diversi codici di calcolo (kiva3v e FLUENT®) [IV.1-3, IV.5-6, IV.15] e le griglie di calcolo, una strutturata e una non, riportate per completezza in figura IV.4.

Quanto già ampiamente visto nei paragrafi precedenti trova conferma nell'analisi CFD, in quanto si può vedere come davvero in caso di utilizzo di EGR la combustione proceda senza fiamma e in maniera più omogenea, come appare evidente dalla figura IV.6, in cui sono riportati i valori che la

temperatura locale assume all'interno della camera di combustione. In figura IV.6c appare chiaro che i picchi di temperatura presenti in figura IV.6a e ancora in parte visibili in IV.6b, relativa a frazione di EGR pari al 65%, sono spariti.

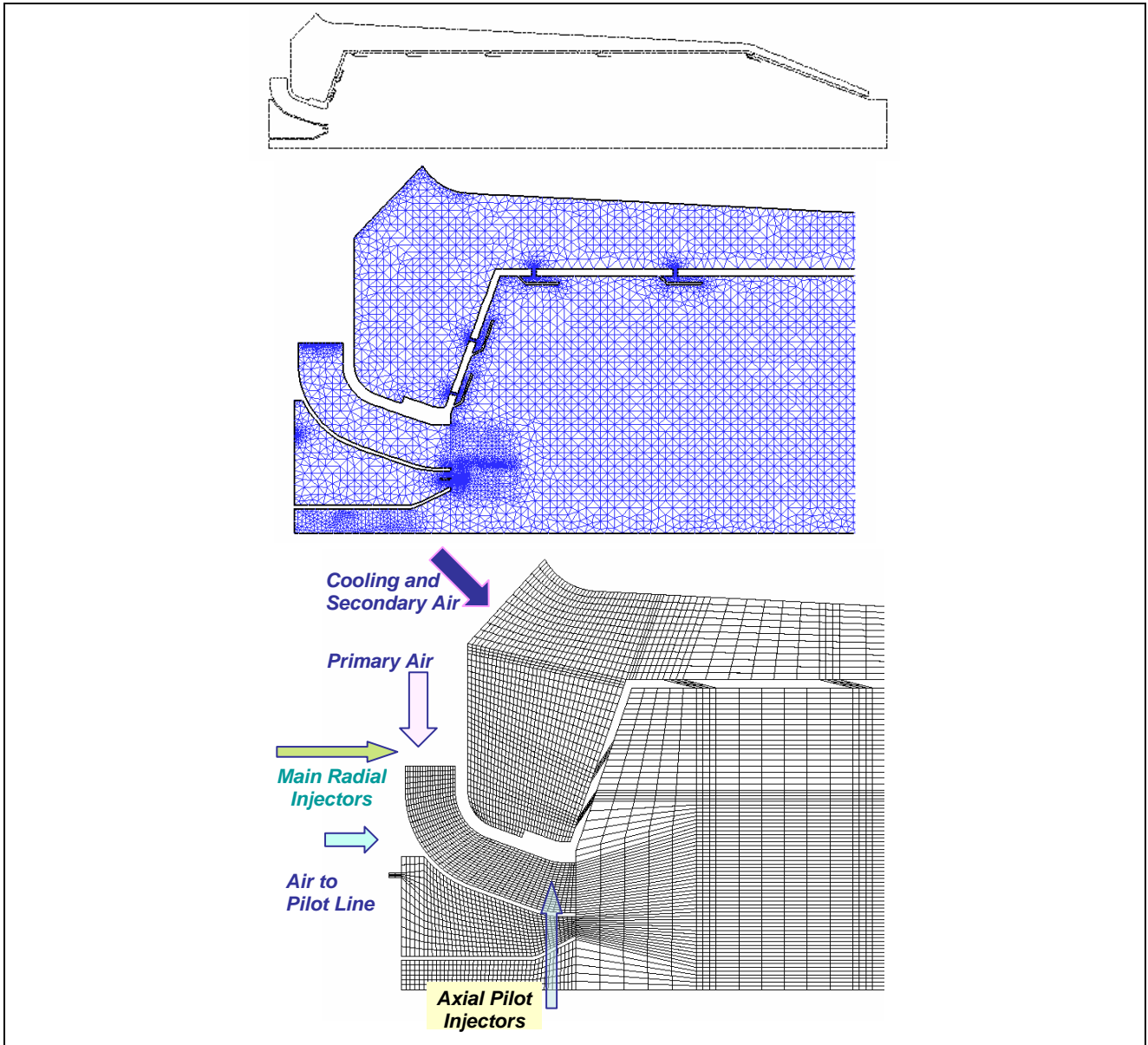


Figura IV.5: griglie di calcolo della camera di combustione per analisi CFD

Ne consegue quanto raffigurato in figura IV.7, ovvero che l'emissione di NO_x tende ad annullarsi già per frazione di EGR intermedia fino a scomparire del tutto in caso di "mild combustion".

In figura IV.8 sono riportate le variazioni di alcuni parametri fondamentali per una giusta interpretazione di quanto accade all'interno della camera di combustione dei quali è stata rappresentata la distribuzione assiale in corrispondenza della linea diffusiva del bruciatore.

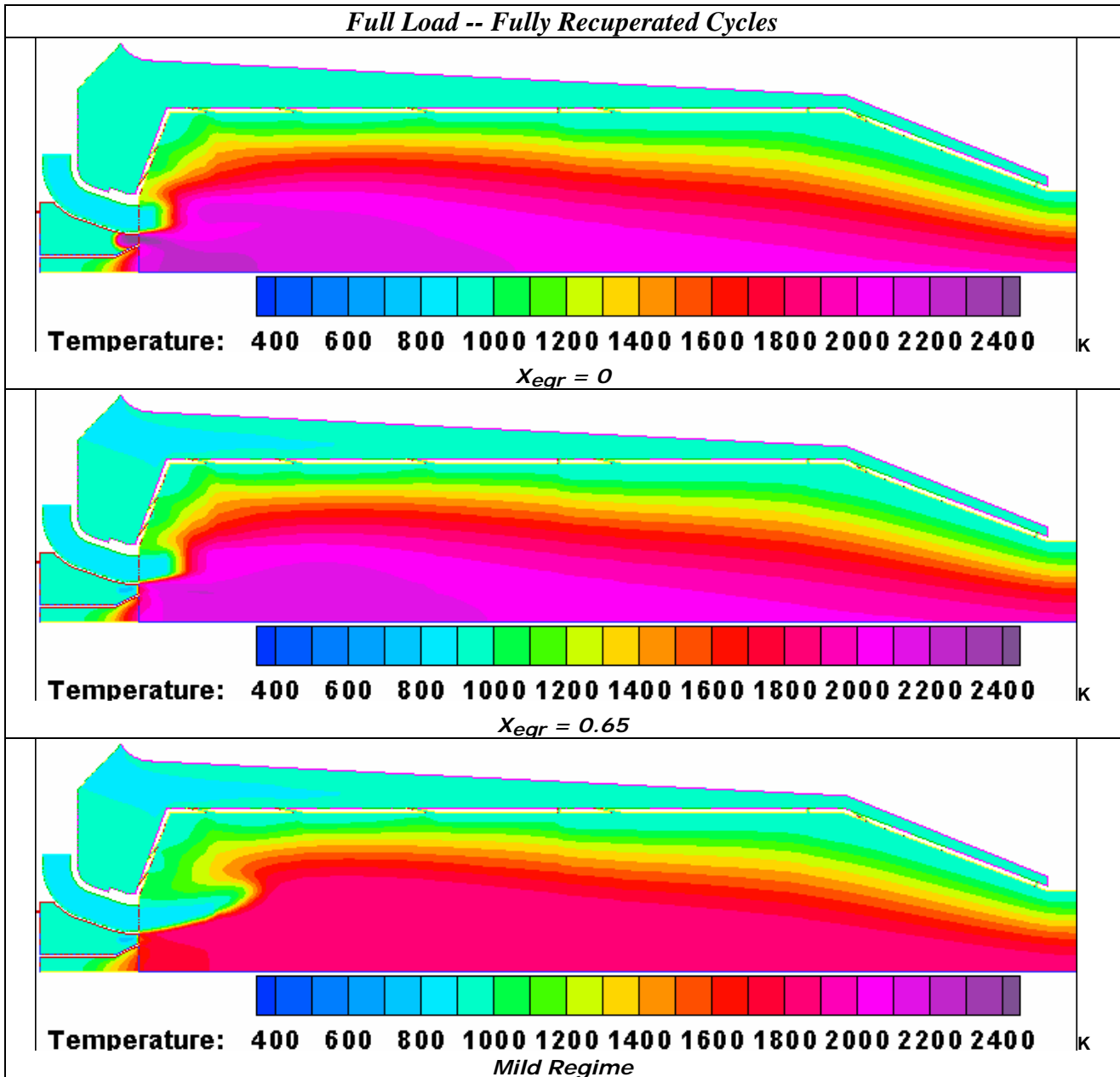
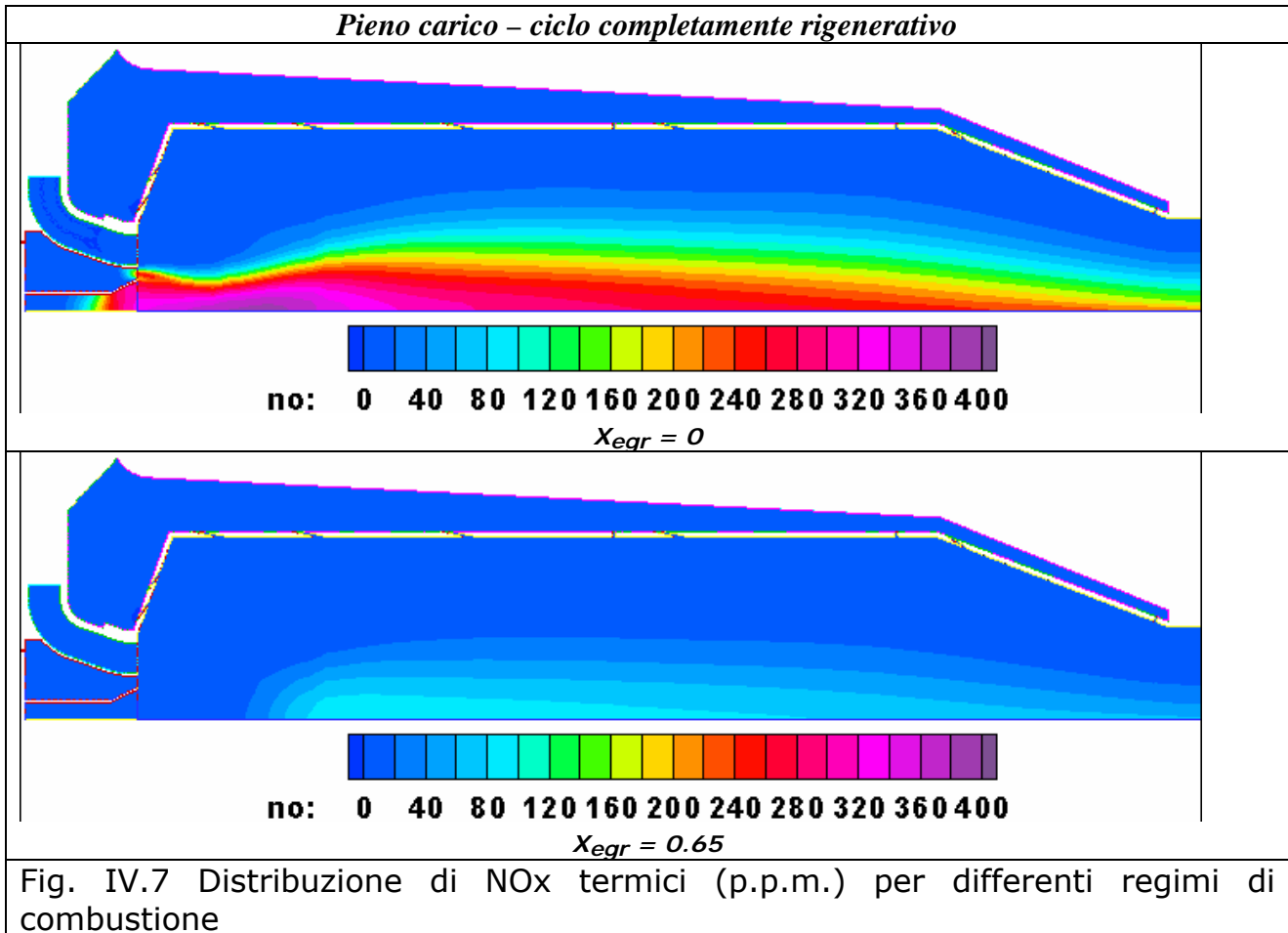


Fig. IV.6 Distribuzione di temperature per diversi regimi di combustione

Essendo proprio in corrispondenza della linea diffusiva di maggiore rilevanza il valore che assume la temperatura locale all'interno del combustore, causa prima nella produzione di NO_x, il risultato riportato in figura IV.8a è davvero notevole. In caso in cui si raggiunga la condizione di "mild combustion" è

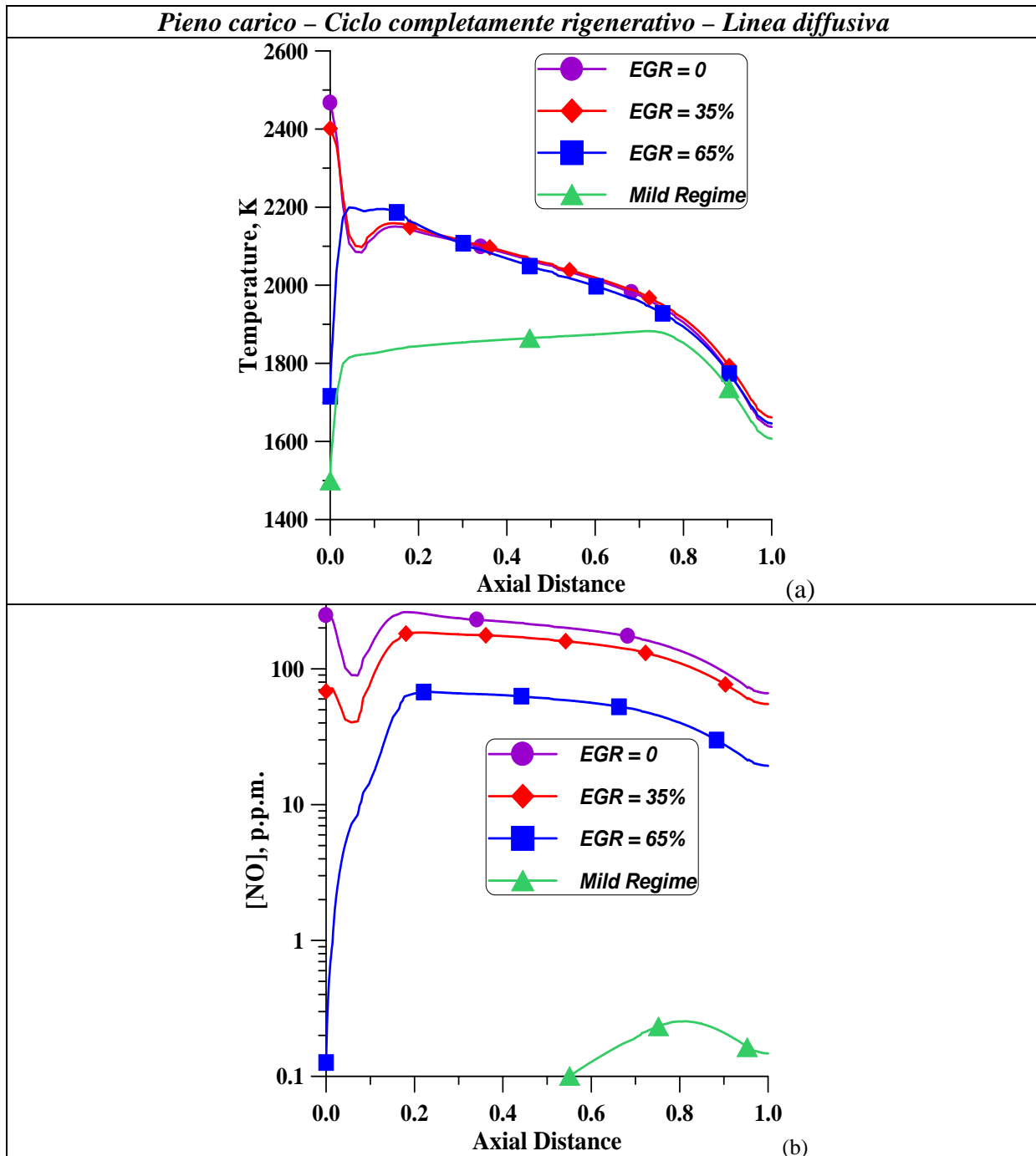
infatti sparito del tutto il picco di temperatura visibile in caso di assenza di ricircolo, del resto appare evidente che risultati accettabili si hanno già per frazione di EGR superiore al 60%.



In figura IV.8b viene messa ancora maggiormente in risalto la riduzione di concentrazione di NOx mentre le successive figura IV.8c e IV.8d evidenziano due aspetti legati al ricircolo sicuramente non positivi: l'aumento di emissioni di CO, dovuto sia all'impoverimento dell'ossidante che ad un rallentamento nel procedere della combustione, e l'attesa riduzione della frazione molare di ossigeno presente della miscela ossidante.

Quanto asserito finora assume ancora maggiore rilevanza qualora si voglia operare a carico parziale. Come infatti già noto, in tale caso si hanno condizioni operative sicuramente peggiori sia per quanto riguarda le prestazioni che le emissioni di inquinanti in atmosfera. Anche in tal caso l'analisi CFD conferma e dà informazioni più accurate e dettagliate su cosa

accada in camera di combustione. In figura IV.9 è possibile vedere come la distribuzione di temperatura in camera di combustione veda ridursi le zone ad alta temperatura, mentre in figura IV.10 sono riportati, sempre relativamente a distribuzione assiale in concomitanza con la linea diffusiva, la riduzione di temperatura e il notevole abbattimento degli NO_x termici.



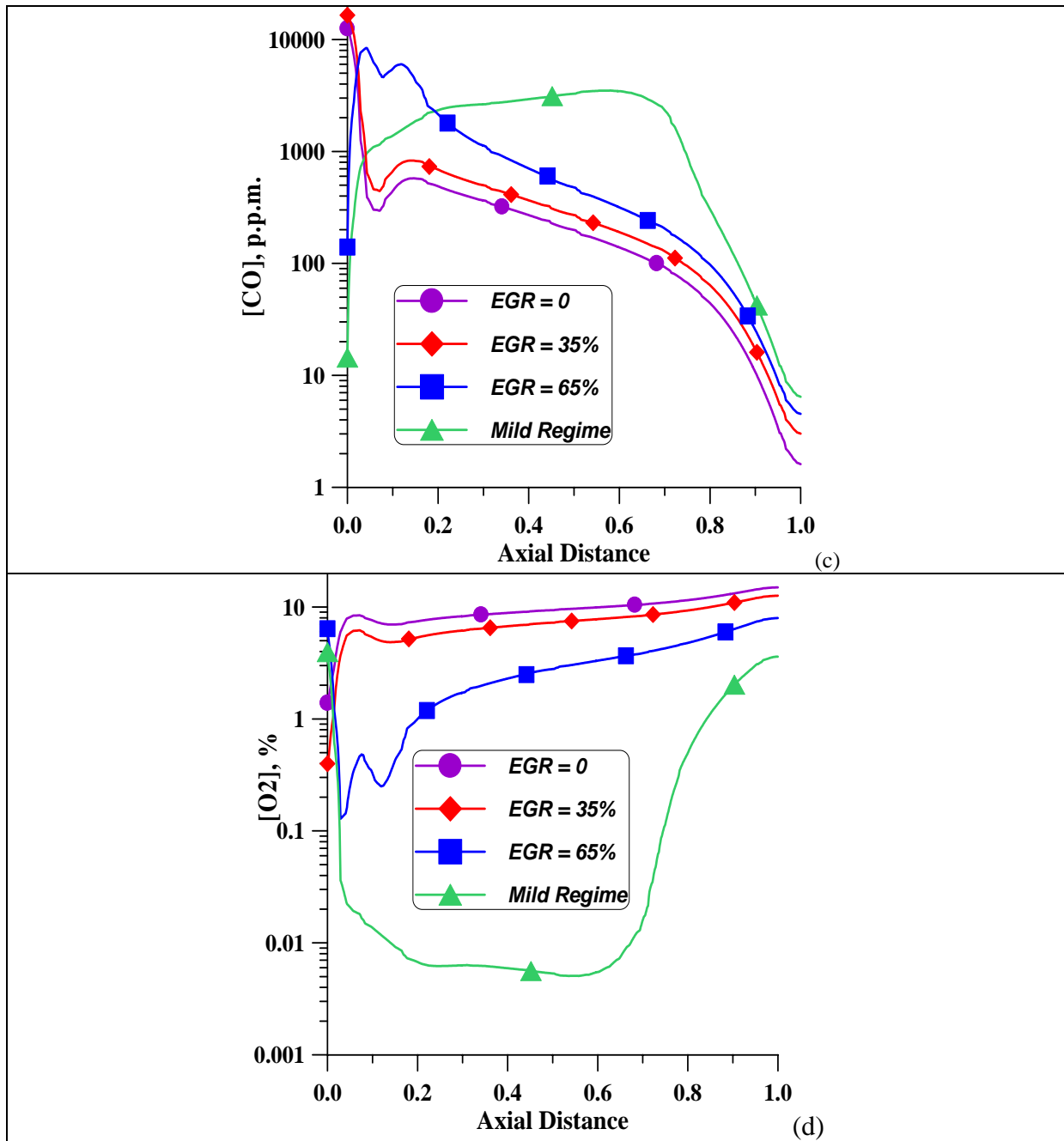


Fig. IV.8. Distribuzioni assiali per diversi regimi di combustione

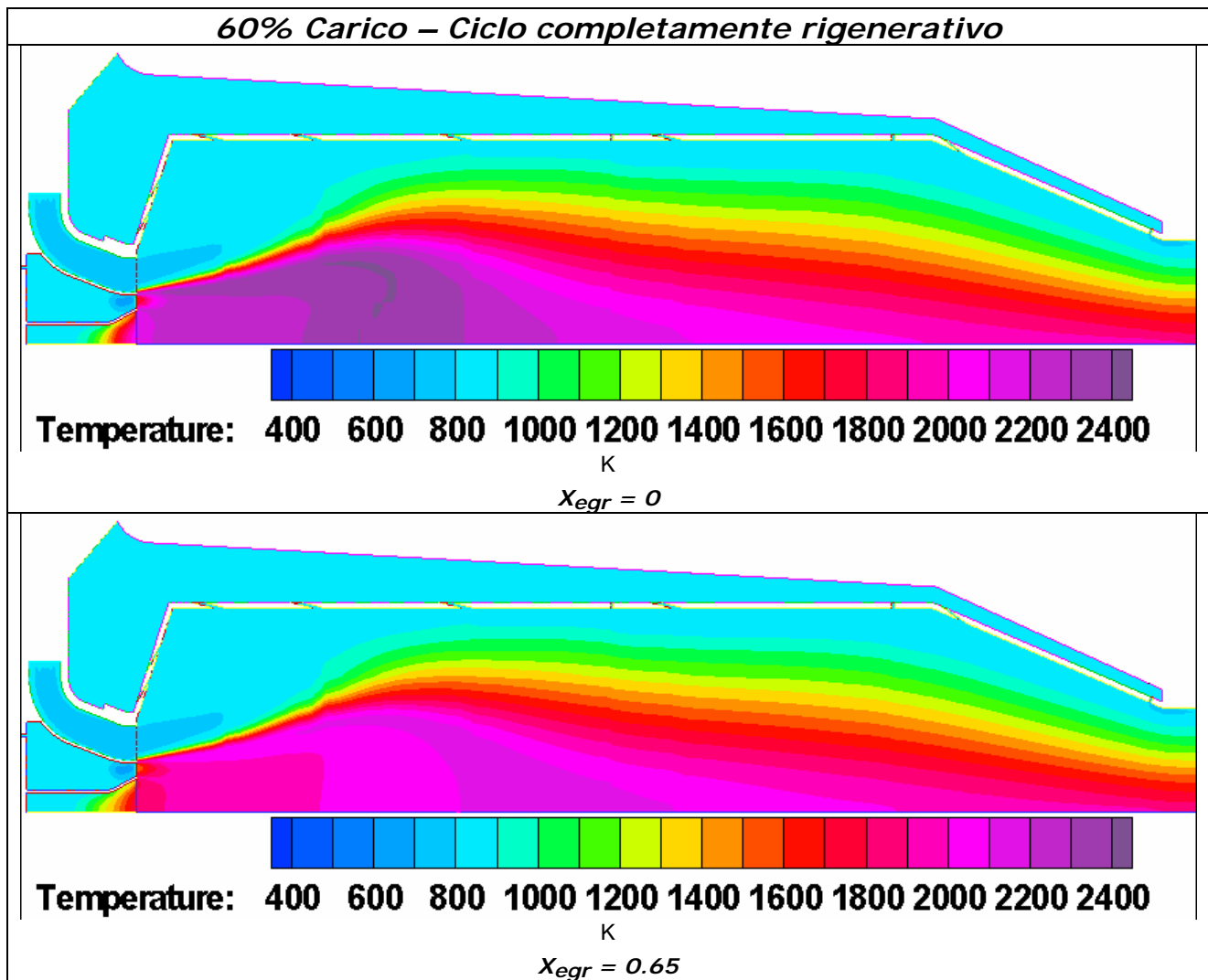


Fig. IV.9: Distribuzioni di temperature in caso di carico parziale

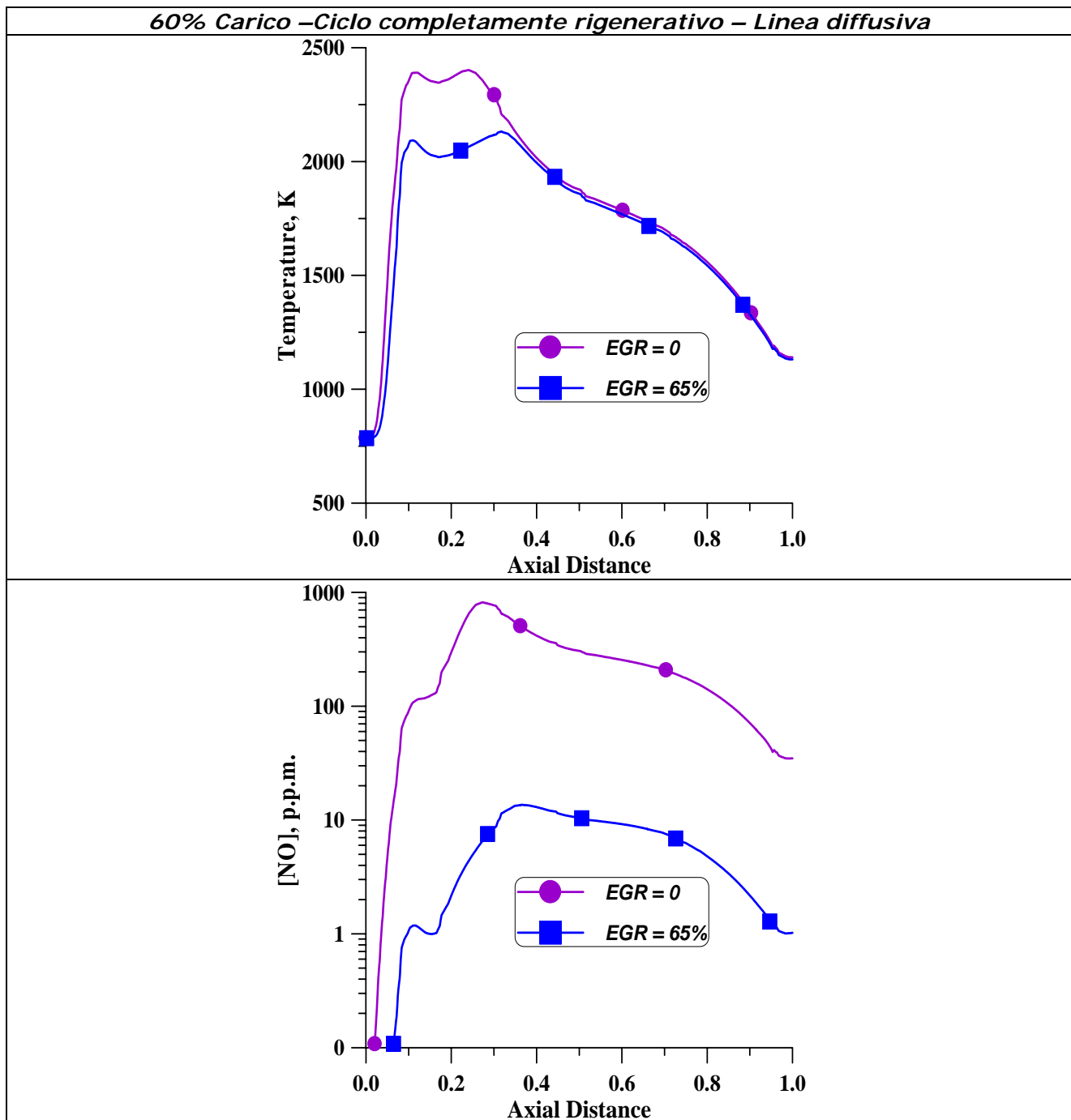


Fig. IV.10. Distribuzioni assiali – carico parziale

IV.6 Analisi termodinamica parametrica

E' stata quindi effettuata una analisi termodinamica parametrica, individuando alcuni parametri caratterizzanti l'impianto da utilizzare come gradi di libertà e fissandone altri. In particolar modo ci si è focalizzati sulla frazione di EGR, quella di gas che *by-passano* il rigeneratore, la temperatura massima di ingresso in turbina e la portata di combustibile.

Tale studio ha permesso di ottenere un numero di risultati tali da permettere un'accurata analisi preliminare sull'opportunità di adottare o meno una soluzione impiantistica siffatta, cercando, già in questa sede, di valutare in quali condizioni sia possibile ottimizzare la riduzione di produzione di inquinanti senza sacrificare necessariamente le prestazioni.

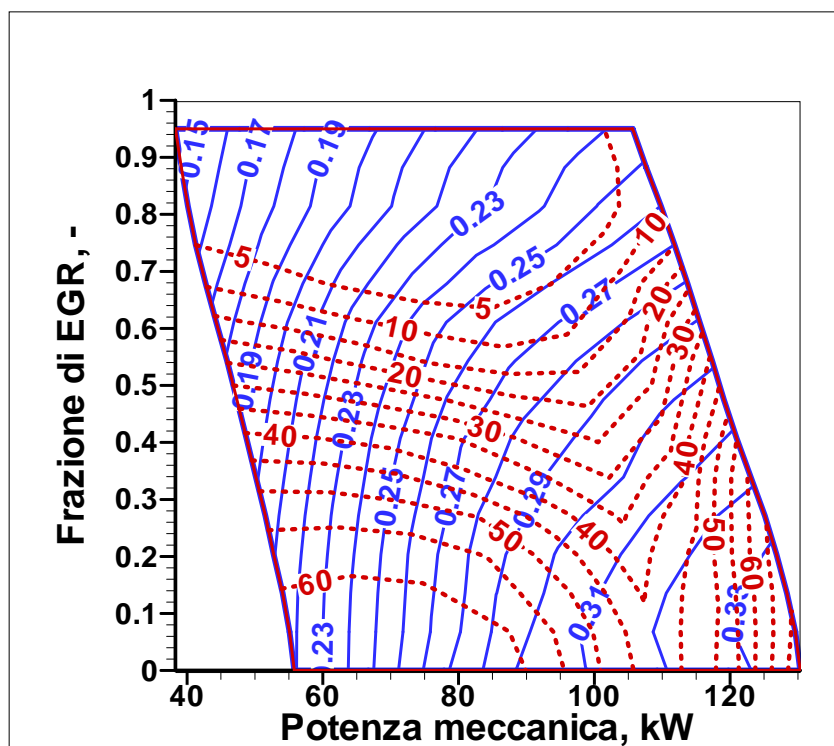
E' infatti chiaro, come già visto per i pochi punti riportati in tabella IV.1, che la presenza dell' EGR comporta un peggioramento delle prestazioni di impianto. Ne consegue che scopo principale di questa analisi consiste nell'individuare quali siano le condizioni ottimali per l'impianto in termini di emissioni di inquinanti e prestazioni, sia a carico nominale che a carichi parziali, al variare del grado di rigenerazione e della frazione di gas combusti ricircolata nel sistema.

In figura IV.11 e IV.12 sono stati riportati gli andamenti di alcuni indici e parametri caratterizzanti l'impianto, al variare della potenza utile e della frazione "xegr", nel caso in cui l'intera portata all'uscita dalla turbina sia diretta al rigeneratore e la velocità di rotazione sia fissata al valore nominale (64000 giri/min), il che corrisponde alla configurazione base. Non volendosi spostare dal valore nominale di potenza utile, pari a 110 kW, si nota come la riduzione di emissioni di NOx in atmosfera sia notevole al variare di xegr, fino ad ottenere emissioni non significative per elevati valori. E' altresì evidente che ad una riduzione di ossidi di azoto corrispondono sia l'abbattimento delle

prestazioni d'impianto, con il rendimento e l'indice di risparmio energetico che crollano per elevati valori di x_{egr} , sia un aumento notevole delle emissioni di CO_2 in atmosfera, in parte dovuto alla presenza di anidride carbonica nell'ossidante, in parte dovuto al rallentamento della combustione causato dalla presenza degli inerti. In figura IV.12b è riportato l'andamento della frazione molare di ossigeno presente nell'ossidante dopo il mix fra aria in ingresso e frazione di gas combusti in ricircolo: come previsto al diminuire della portata d'aria, il cui andamento è riportato nella medesima figura, diminuisce parimenti il quantitativo di O_2 presente nella miscela. Per valori elevati di x_{egr} si raggiunge in effetti la combustione "flameless" ma sorgono diverse problematiche riguardanti le prestazioni e le emissioni di CO_2 : questo problema diventa tanto più evidente quanto più si aumenta la frazione di by pass del rigeneratore. In figura IV.13 e IV.14 sono infatti riportati gli andamenti di alcuni indici termodinamici rispettivamente per valori di x_{bpr} pari a 0.25 e 0.50. Già in precedenza era stato evidenziato come aumentare la disponibilità di potenza termica all'utilizzatore, mediante l'apertura della valvola di by pass del rigeneratore, comportasse una riduzione delle prestazioni ed un peggioramento per quanto riguarda gli indici di emissioni e degli NO_x e della CO_2 . Minor peso si deve dare in questo caso all'indice di risparmio energetico, dato che difficilmente questo assume valori negativi, data la presenza maggiore di potenza termica disponibile. Nei casi rappresentati in figura IV.13 e IV.14 sembra che l'utilizzo dell'EGR per ridurre gli inquinanti non dia i risultati sperati, questo però è dovuto soprattutto alla variazione degli altri parametri termodinamici, che non permettono un giusto confronto fra il caso di piena rigenerazione e i due casi di parziale rigenerazione riportati. Nasce quindi la necessità di rappresentare, fissato uno o più parametri termodinamici, l'andamento degli indici e degli altri valori di

$X_b=0$, $N_{tc}=64000$ giri/min, $T.I.T. = 1223$ K

(a) — η
 $conc. NO_x, p.p.m.$



(b) — $i.r.e.$
 $T.I.T., K$

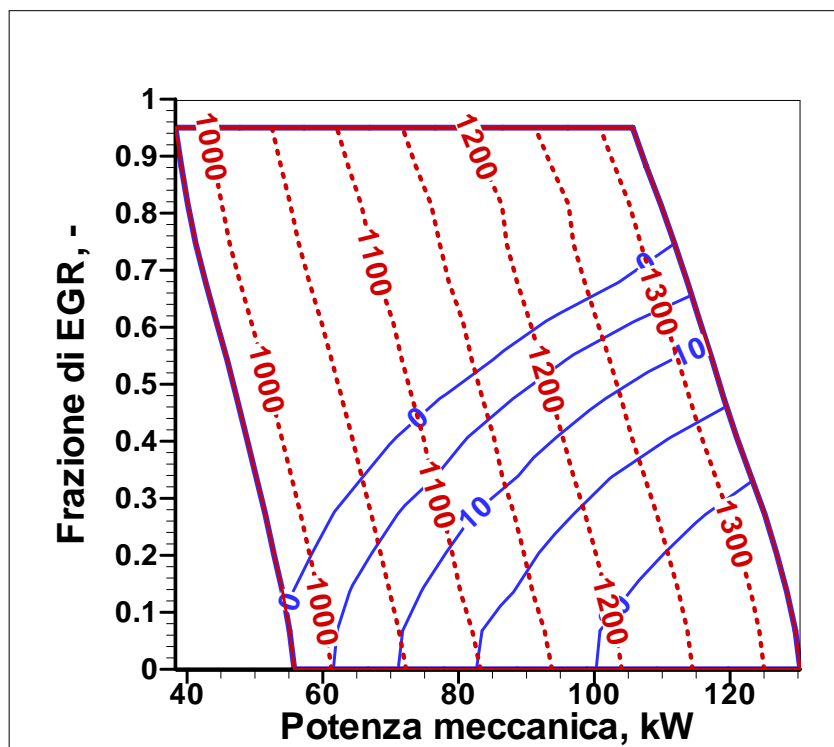
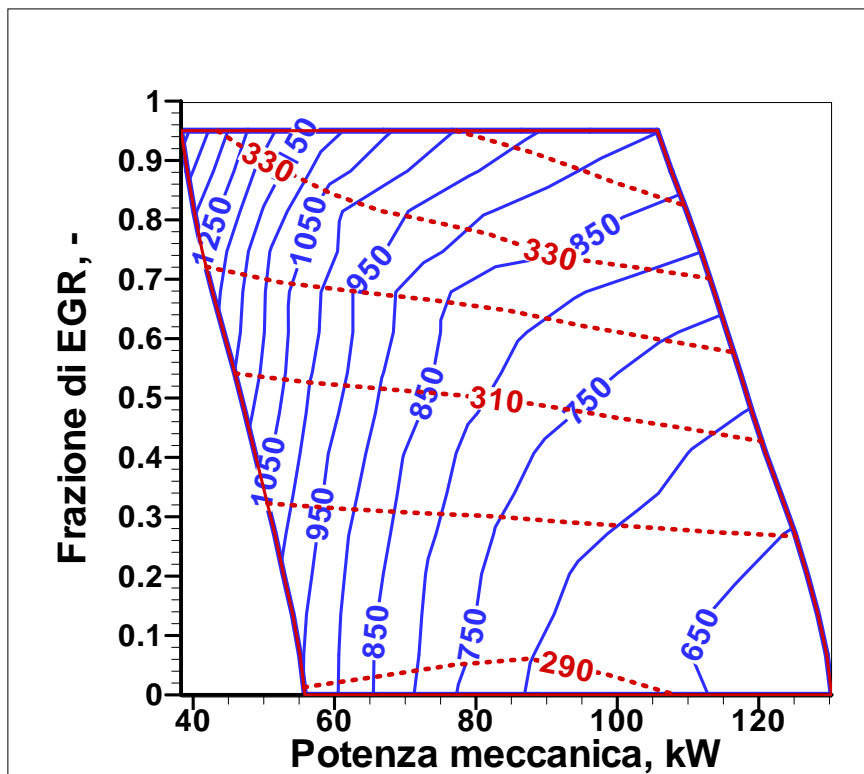


Figura IV.11: analisi termodinamica parametrica al variare di x_{egr}

- (a) ————— *indice emissioni CO₂, g/kWh*
 *T. in compr., K*



- (b) ————— *portata aria, kg/s*
 *fraz. Molare. O₂*

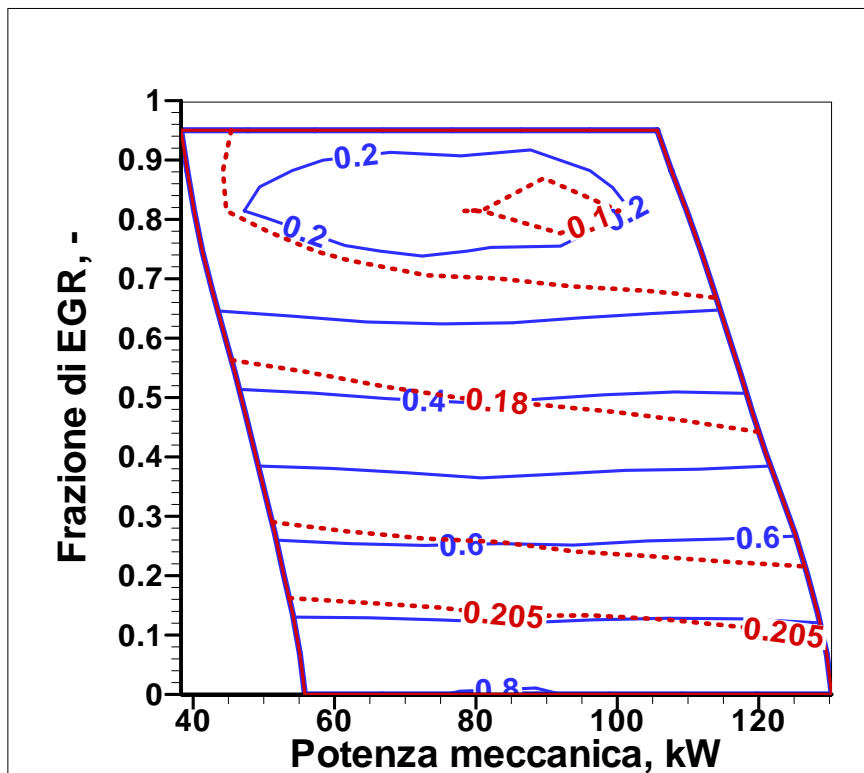
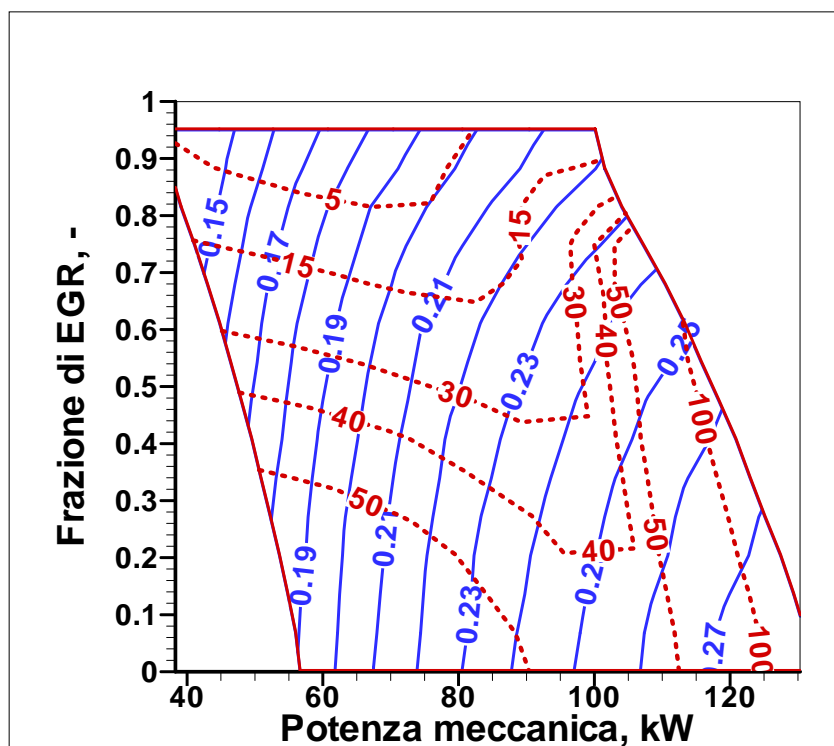


Figura IV.12: analisi termodinamica parametrica al variare di x_{egr} , $x_{bpr}=0$

$X_b=0.25$, $N_{tc}=64000$ giri/min, T.I.T. = 1223 K

(a) — η
 $\text{Conc. NO}_x, \text{p.p.m.}$



(b) — $\text{indice emissioni CO}_2, \text{g/kWh}$
 i.r.e.

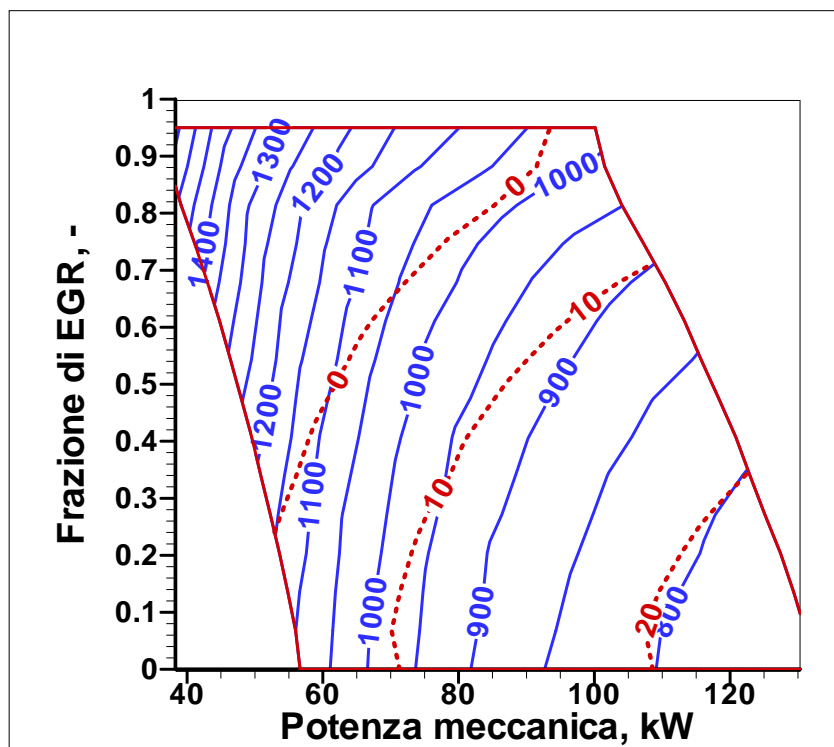
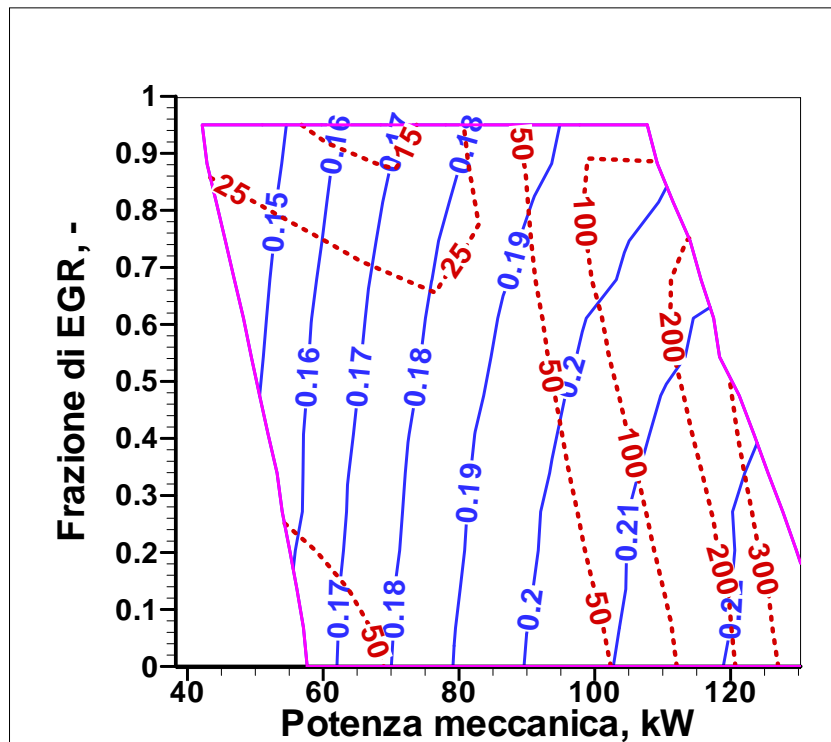


Figura IV.13: analisi termodinamica parametrica al variare di x_{egr} , $x_{bpr}=0.25$

$X_b=0.50$, $N_{tc}=64000$ giri/min, T.I.T. = 1223 K

- (a) — η
 $Conc. NO_x, p.p.m.$



- (b) — indice emissioni $CO_2, g/kWh$
 $i.r.e.$

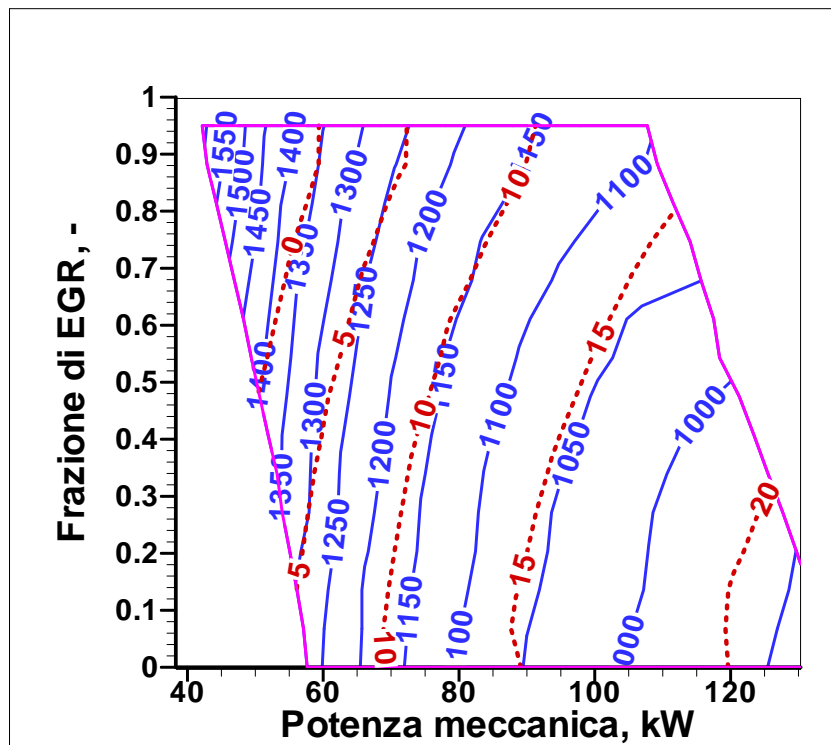
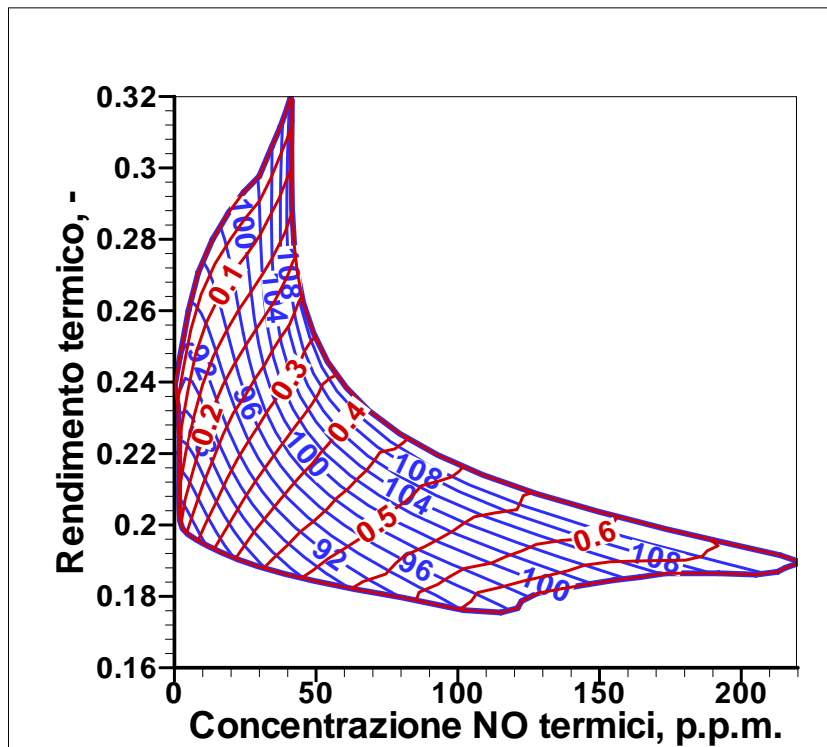


Fig. IV.14: analisi termodinamica parametrica al variare di x_{egr} , $x_{bpr}=0.5$

Ntc=64000 giri/min, T.I.T. = 1223 K

(a) ——— P, kW
 $xbpr$



(b) ——— $T_{max} \text{ in C.C.}$
 $xegr$

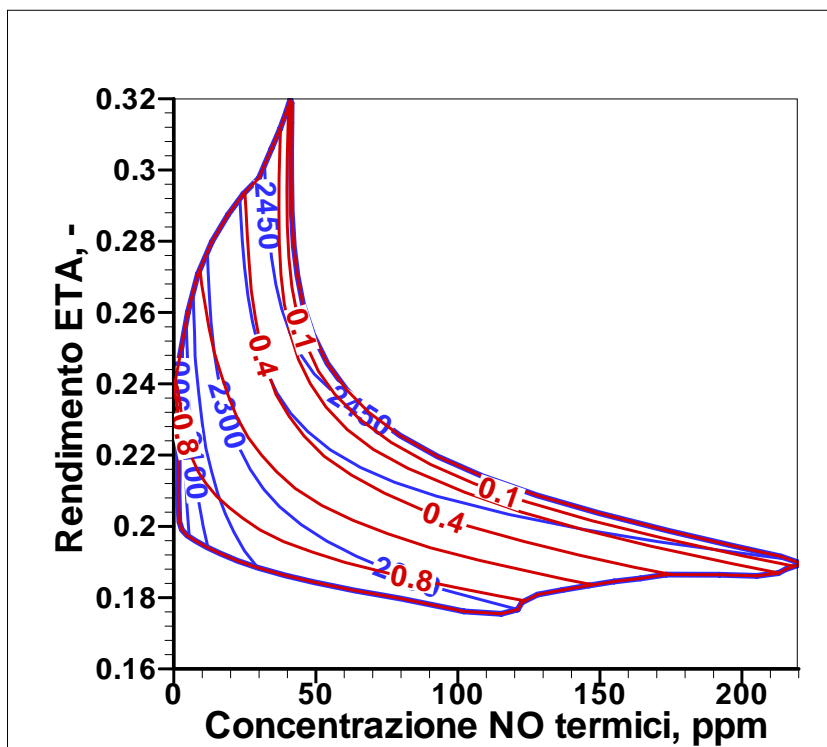
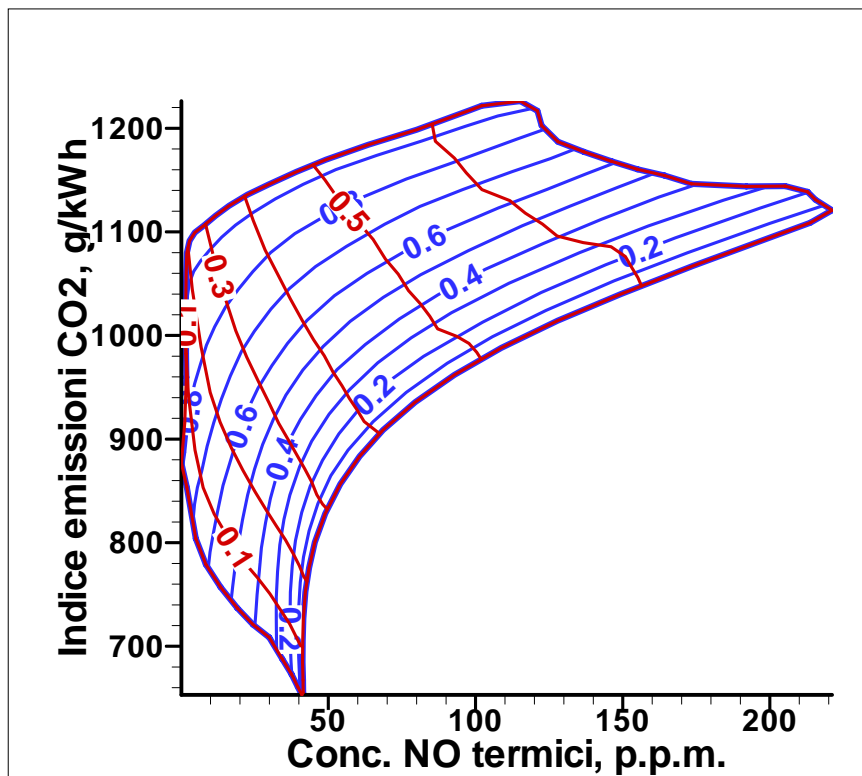


Fig. IV.15: analisi termodinamica parametrica al variare di $xegr$ e $xbpr$

(a) — x_{egr}
 x_{bpr}



(b) — η
 P, kW

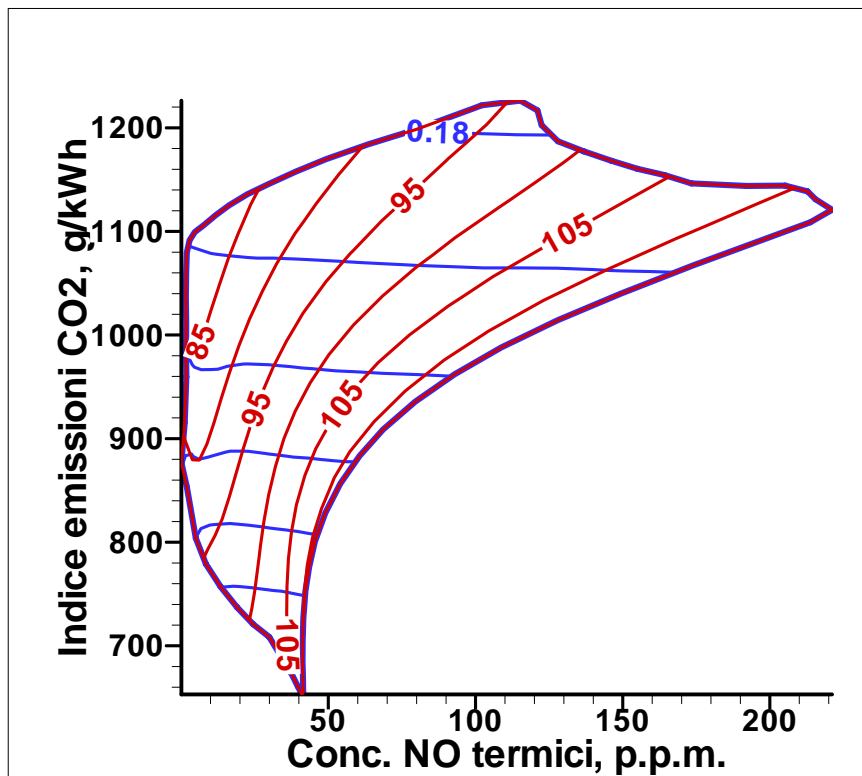


Figura IV.16: analisi termodinamica parametrica al variare di x_{egr} e x_{bpr}

riferimento al variare sia della frazione di egr che di quella di by pass del rigeneratore. In prima istanza si è scelto di rappresentare i risultati una volta fissata la temperatura di ingresso in turbina. In figura IV.15 ascissa e ordinata sono rispettivamente la concentrazione di NO_x ed il rendimento termico, ovvero i due parametri fra loro inversamente legati la cui ottimizzazione rappresenta l'obiettivo da raggiungere. In figura IV.15a sono stati diagrammati in funzione di detti indici la potenza utile ed il grado di rigenerazione, mentre in figura IV.16b sono rappresentati gli andamenti della frazione di EGR e della temperatura massima locale raggiunta in camera di combustione. Guardando il margine sinistro della superficie, corrispondente alla configurazione in cui si ha piena rigenerazione, si può notare come i due estremi corrispondano uno al massimo rendimento e massima concentrazione di NO_x, con valori che per η superiore al 32% sono vicini alle 40 p.p.m., l'altro ad emissioni inquinanti vicine allo zero ma con un rendimento non superiore al 24%. Volendo quindi mantenere costanti sia la temperatura di ingresso in turbina che la potenza utile, una volta fissata la velocità di rotazione, è impossibile, come prevedibile, ipotizzare di ridurre gli inquinanti.

In figura IV.16 sono riportati in ascisse entrambi gli indici riguardanti le emissioni inquinanti ed è evidente, come previsto, che l'uso dell' EGR comporta l'aumento dell'emissione di anidride carbonica in atmosfera. Ragionando a valori di by pass del rigeneratore costanti un risultato interessante consiste nel valutare che l'aumento di CO₂ diventa meno significativo all'aumentare di xbpr, il che è evidenziato dalla pendenza delle isolinee a xbpr costante. Può essere interessante valutare un altro tipo di grafico, che possa dare una stima di quanto si sia vicini alla combustione dolce. E' possibile, alla luce delle definizioni date nei primi paragrafi, stimare i diversi tipi di combustione in base a due parametri riportati in tabella IV.1.

Ne consegue che assume rilevanza, oltre alla temperatura del gas all'ingresso in camera di combustione, anche la differenza fra la temperatura adiabatica di fiamma e la temperatura di ingresso in camera di combustione, ovvero l'incremento di temperatura che si ha grazie alla combustione.

Tipo di combustione	Condizioni d'ingresso	Condizioni operative
Feedback Combustion	$T_{in} < T_{ign}$	$\Delta T > T_{ign}$
High Temperature Air Combustion	$T_{in} > T_{ign}$	$\Delta T > T_{ign}$
Mild Combustion	$T_{in} > T_{ign}$	$\Delta T < T_{ign}$

Tabella IV.2: definizione di "mild combustion"

Il confronto di questi due parametri con la temperatura di autoignizione permette di costruire il grafico in figura IV.17. Ovviamente la temperatura di autoignizione dipende dalla miscela e da alcuni parametri caratterizzanti la camera di combustione quali il tempo di residenza.

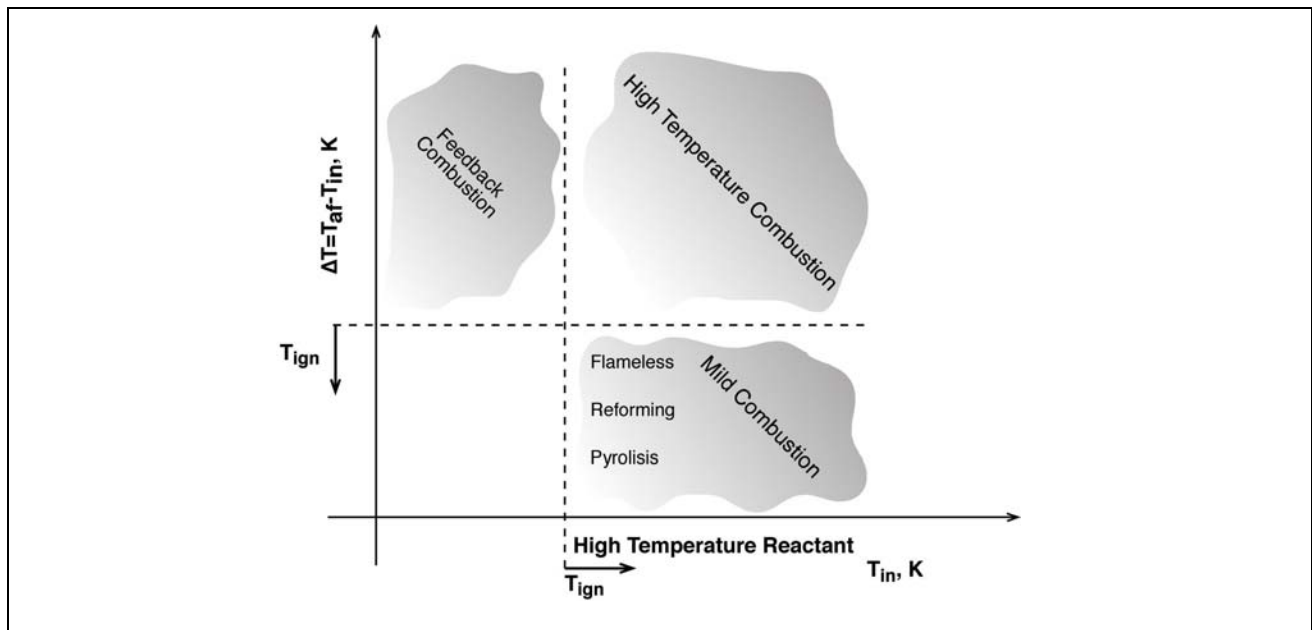


Figura IV.17a: diverse tipologie di combustione come funzione delle temperature[IV.13]

Altra rappresentazione utile per valutare se e quando l'impianto effettivamente stia operando in regime di "mild combustion" è quella riportata in figura IV.10b.

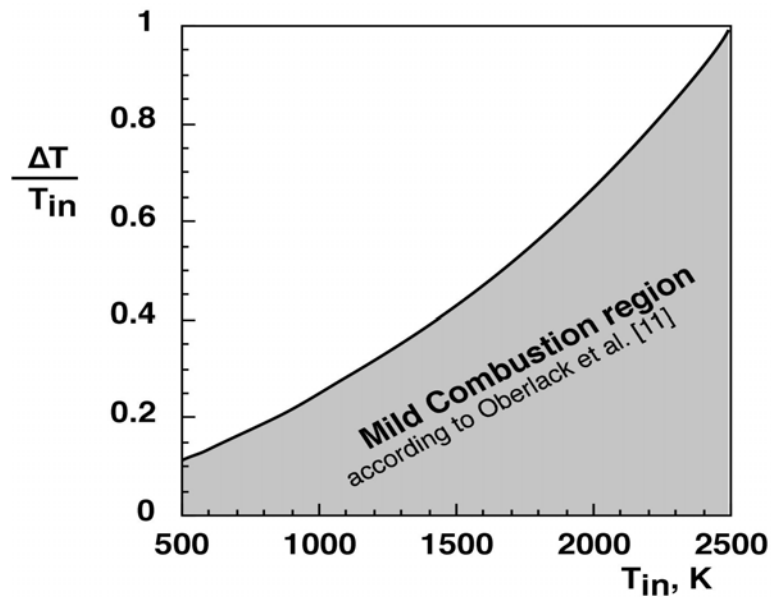
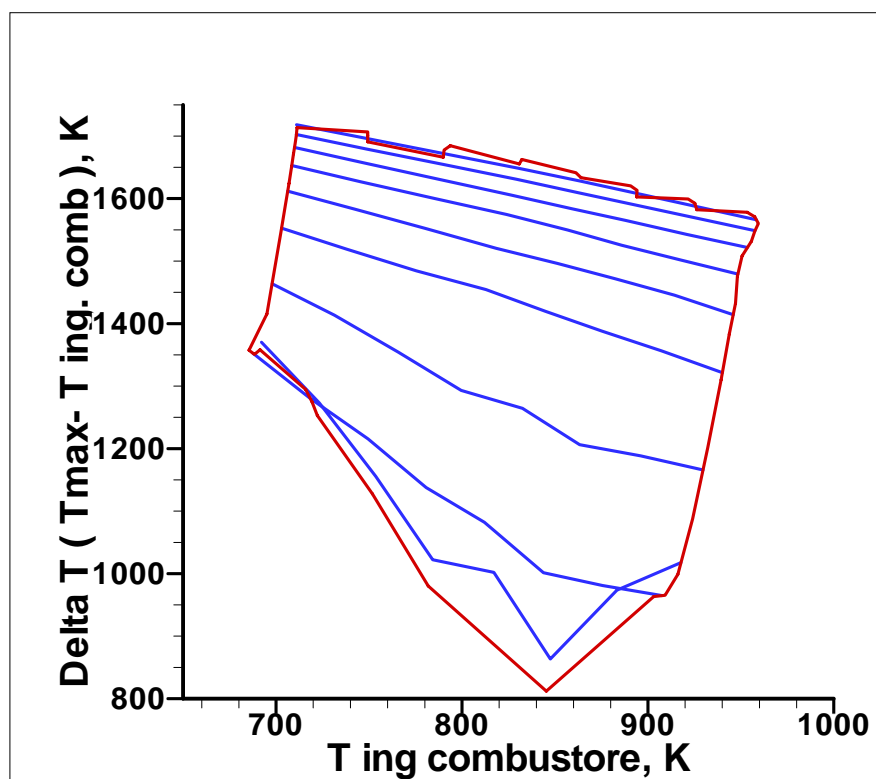
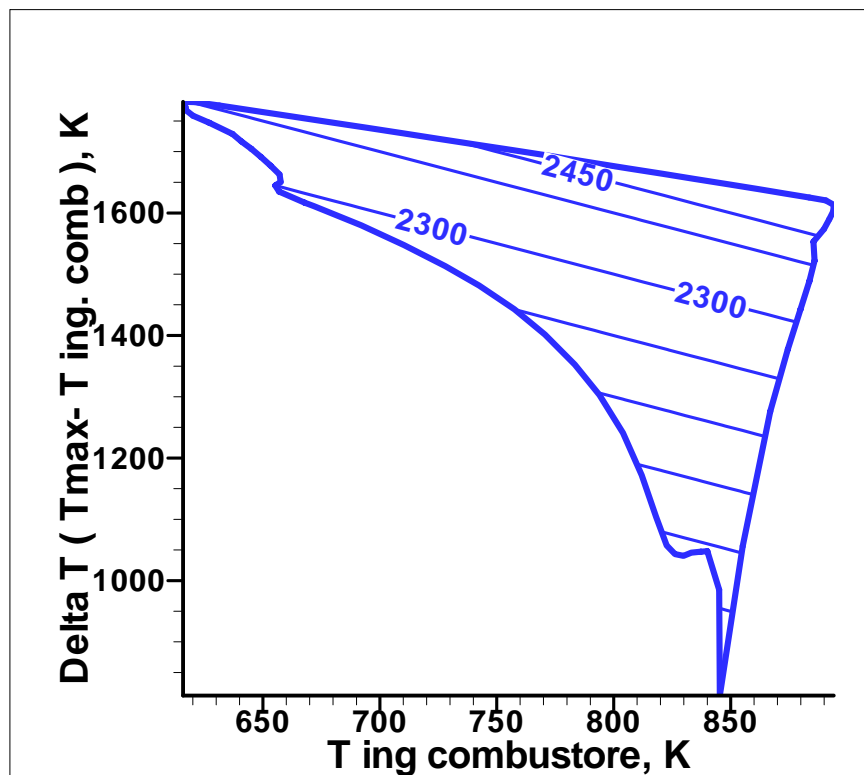


Figura IV.17b: Identificazione delle condizioni di combustione dolce proposta da Oberlack (Oberlack et al., 2002)

A questo punto conviene valutare se per l'impianto in oggetto sia possibile riportarsi nelle condizioni sopra esposte. I grafici in figura IV.18 non fanno altro che confermare quanto già asserito in precedenza, ovvero che la "mild combustion" può essere raggiunta solo in casi estremi e particolari e che, in realtà, per valori non alti della frazione di ricircolo non si può far altro che avvicinarsi solamente a tale condizione. E' pur sempre chiaro che tali affermazioni non inficiano il risultato ottenuto, ovvero che tale operazione consente di ridurre in maniera notevole o addirittura annullare la produzione di ossidi di azoto. Figura IV.18a è stata ottenuta prendendo in considerazione il comportamento dell'impianto a temperatura di ingresso in turbina fissata a 1225 K. Ipotizzando che la temperatura di autoignizione per la miscela in questione si aggiri intorno ai 900 K, come previsto solo alcuni punti di funzionamento rispettano la condizione sopra presentata. Può essere di maggiore utilità ripresentare lo stesso grafico nel caso in cui non vi sia by pass del rigeneratore e che quindi la temperatura di ingresso al combustore sia sempre la massima ottenibile. Anche in questo caso si ottiene una combustione realmente "flameless" solo per elevati valori di EGR, superiori al 90%.


 Figura IV.18: Grafici come da figura IV.17 per $TIT=1225$ e per $x_{bpr} = 0$

Come già fatto nei capitoli precedenti, anche per quanto riguarda l'analisi termodinamica nel caso di presenza di EGR sono state effettuate simulazioni ipotizzando di utilizzare un combustibile alternativo.

In particolare in figura IV.19 sono stati riportati gli andamenti della concentrazione di ossidi di azoto in funzione delle frazioni di by pass del rigeneratore e di EGR per due dei combustibili analizzati in precedenza, ovvero quello derivato da biomasse mediante gassificazione con ossigeno e quello derivato da rifiuti solidi urbani. Al di là dei valori numerici, differenti ovviamente al variare della composizione del combustibile, si può notare che gli andamenti sono analoghi e che a parità di frazione di by pass l'aumento della frazione di gas ricircolata comporta una riduzione anche notevole di concentrazione di NOx.

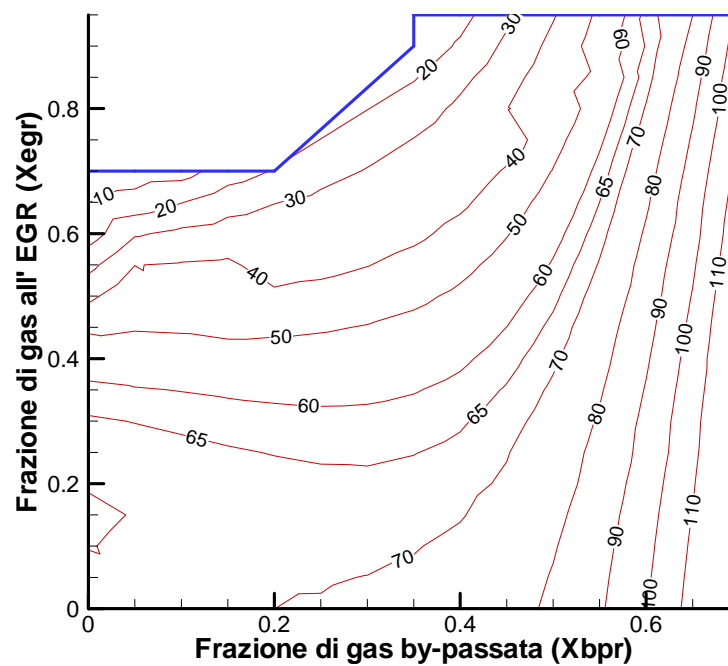
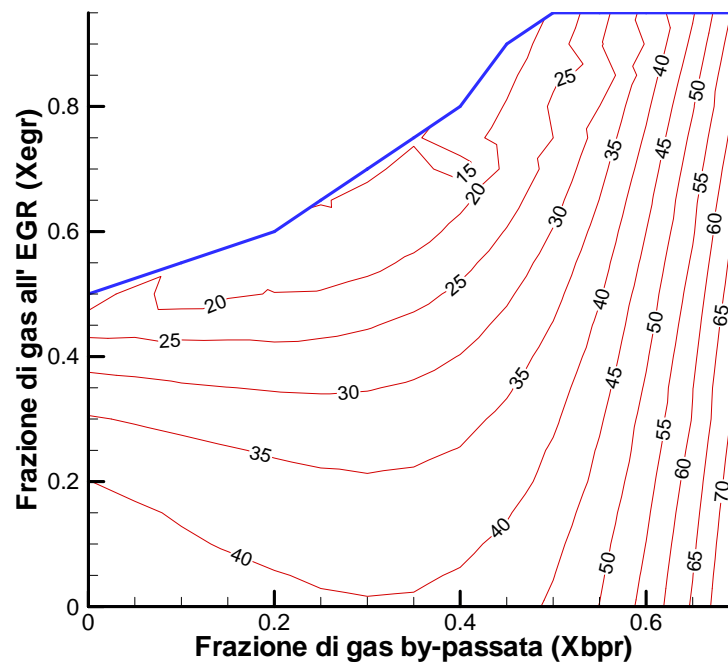


Figura IV.19: concentrazione di NOx (ppm) per combustibili "biomo" e "rsu"

IV.7 Analisi di accoppiamento

Partendo dai risultati ottenuti mediante l'analisi termodinamica parametrica la nuova configurazione impiantistica è stata studiata utilizzando l'analisi di accoppiamento termofluidodinamico fra compressore e turbina, di seguito indicata come "analisi di matching", il cui funzionamento è stato già ampiamente spiegato in precedenza.

Tale analisi ha permesso di costruire diversi domini di funzionamento, in particolar modo ha permesso di costruire un dominio tridimensionale al variare di tre gradi di libertà : portata di combustibile, frazione di egr e grado di rigenerazione. Successivamente è stato costruito un dominio tridimensionale ottenuto fissando il valore di x_{bpr} a zero ma facendo variare la velocità di rotazione, in modo tale da poter valutare il comportamento di tale impianto modificato anche al variare della velocità di rotazione.

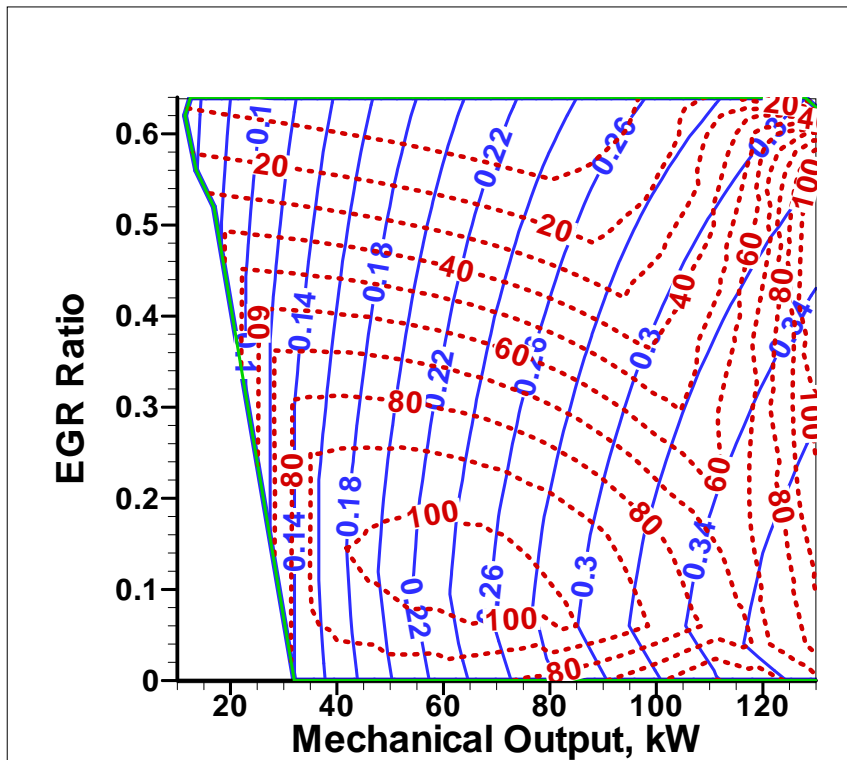
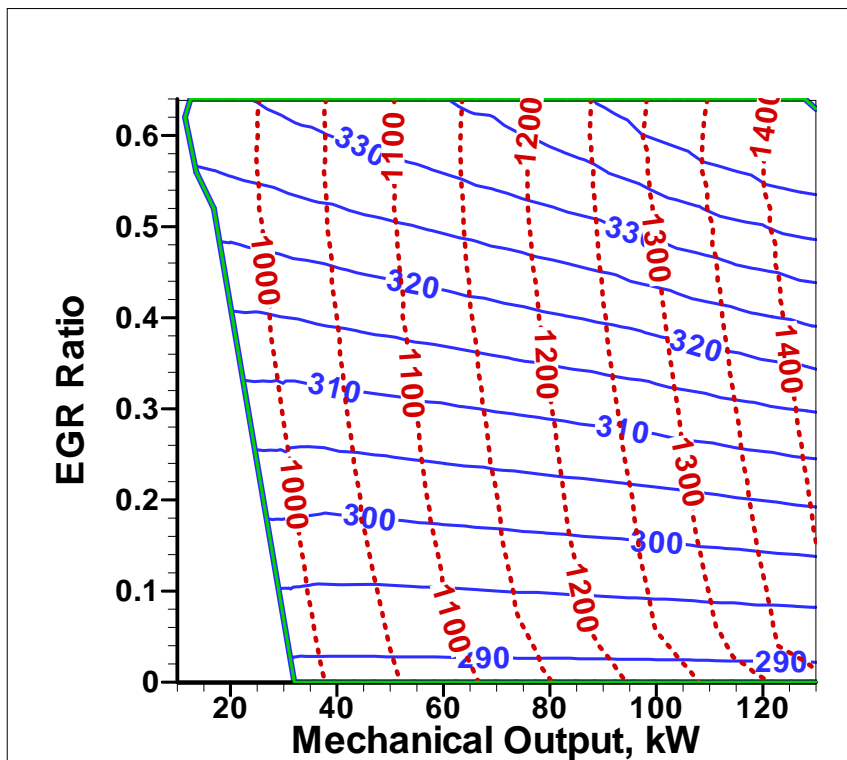
Scopo principale di tale studio è l'individuazione delle condizioni operative ottime per quanto riguarda e la riduzione di emissione di NOx e il mantenimento degli indici prestazionali a valori accettabili. Ne consegue che particolare attenzione è stata data a cosa accade all'impianto in caso di funzionamento a carico parziale e quali siano le condizioni ideali di funzionamento a una data potenza richiesta, al variare dei gradi di libertà ipotizzati. Infatti, come si vedrà in seguito e come già in parte si è visto dai risultati dell'analisi termodinamica, ottenere il minimo di emissioni di ossidi di azoto, data la potenza richiesta, coincide con operare alla peggiore condizione operativa per quanto riguarda il rendimento di primo principio e gli altri indici. In figura IV.20 è stato riportato un primo dominio di funzionamento, ottenuto al variare di frazione di EGR e della portata di combustibile ed è stato rappresentato in funzione di potenza e frazione di EGR.

Prima grande differenza rispetto al calcolo puramente termodinamico consiste nell'impossibilità di ottenere punti di funzionamento per valori della frazione di by pass superiori al 60-65%; tale limitazione è dovuta al fatto che il compressore, rappresentato mediante le mappe caratteristiche viste in precedenza, non riesce a smaltire la portata corretta alla data velocità

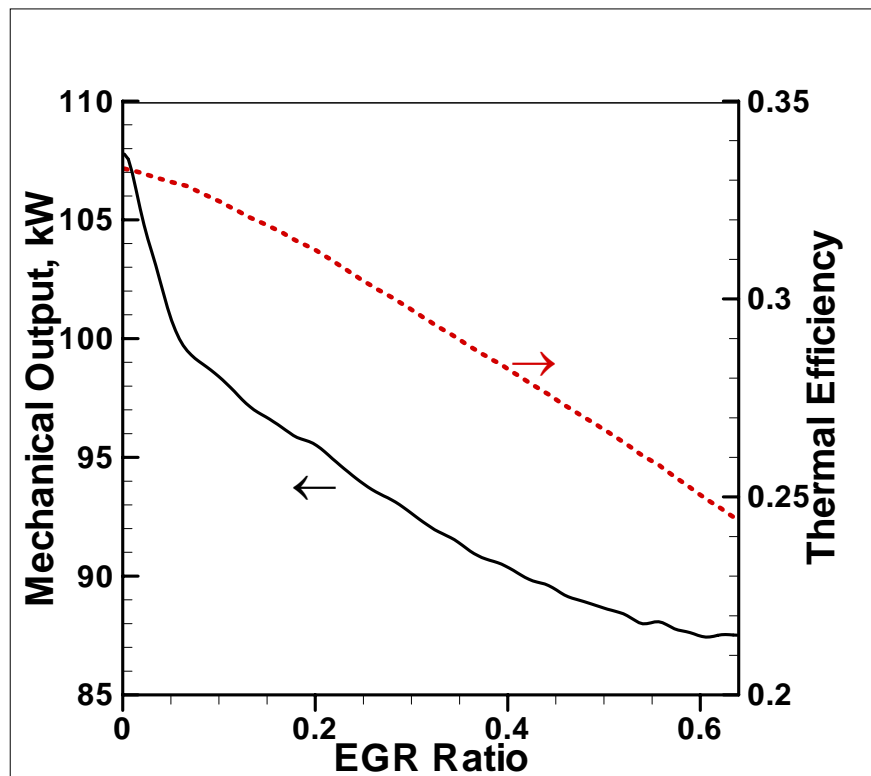
corretta, a causa dell'elevata temperatura di ingresso. In figura IV.20a sono riportati gli andamenti di concentrazione di NOx e del rendimento globale, mentre in figura IV.20b sono raffigurate le variazioni sia della temperatura della miscela aria gas combusti valutata subito dopo il mescolamento, sia della temperatura di ingresso in turbina. E' evidente che all'aumentare della frazione di gas combusti reimmessi in ricircolo la concentrazione di NOx diminuisce, è altresì vero che il raggiungimento di questo obiettivo fa sì che il rendimento scenda bruscamente: volendo infatti continuare ad operare a potenza nominale il rendimento scende da valori superiori al 32% a valori inferiori al 25% per x_{egr} superiore al 60%. L'iniziale aumento di concentrazione di NOx che si nota per bassi valori di x_{egr} è dovuto alle temperature di ingresso al combustore influenzate da quanto accade a monte del compressore. Inoltre ogni operazione va fatta tenendo conto dei limiti strutturali dell'impianto: non è infatti ipotizzabile che la turbina possa operare a temperature superiori ai 1300 K, non essendovi alcun sistema di raffreddamento della palettatura. In figura IV.20b appare chiaro che, nell'ipotesi di costanza della potenza fornita all'asse, non è possibile ipotizzare di lavorare a valori di egr superiori al 30%, in quanto proprio nel caso di funzionamento a potenza nominale all'aumentare di x_{egr} si raggiunge presto il limite imposto. Ne consegue che, nell'ipotesi di operare a velocità costante e piena rigenerazione, l'uso dell'egr è fortemente limitato nel caso in cui si voglia lavorare a pieno carico, in quanto il dominio risulta "tagliato" in corrispondenza di valori bassi della frazione di egr.

Coerentemente con quanto fatto nel paragrafo precedente, in figura IV.21 sono rappresentate alcune isolinee ottenute, partendo dal dominio in figura IV.20, fissando la temperatura di ingresso in turbina al valore nominale, pari a 1225 K. In figura IV.21a sono rappresentati gli andamenti di potenza e rendimento ed è evidente che il ridurre le emissioni mantenendo costante il valore della T.I.T. coincide con un decadimento delle prestazioni, sia in termini di potenza che di rendimento e che, come è facile dedurre dalla figura IV.21b, questo coincide con un aumento notevole delle emissioni in atmosfera di CO₂.

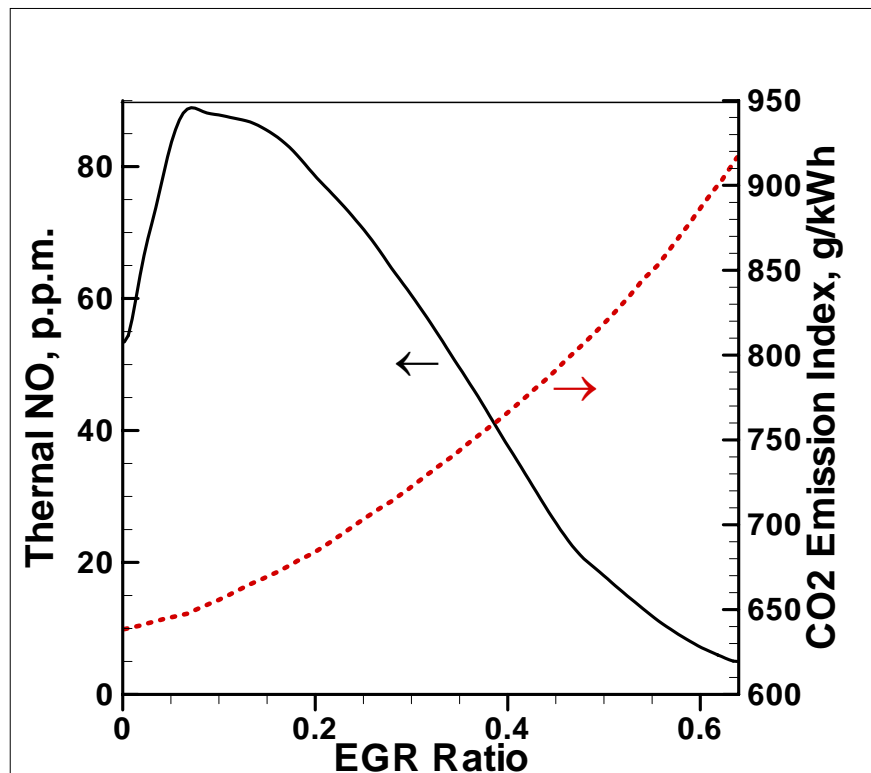
Ciclo pienamente rigenerativo -- velocità nominale -- X_{egr} e portata di combustibile variabili

 (a) ——— η
 $Conc. NO_x, p.p.m.$

 (b) ——— T_{mix}, K
 $T_{I.T.}, K$

 Figura IV.20: dominio di funzionamento, $X_{bpr} = 0$

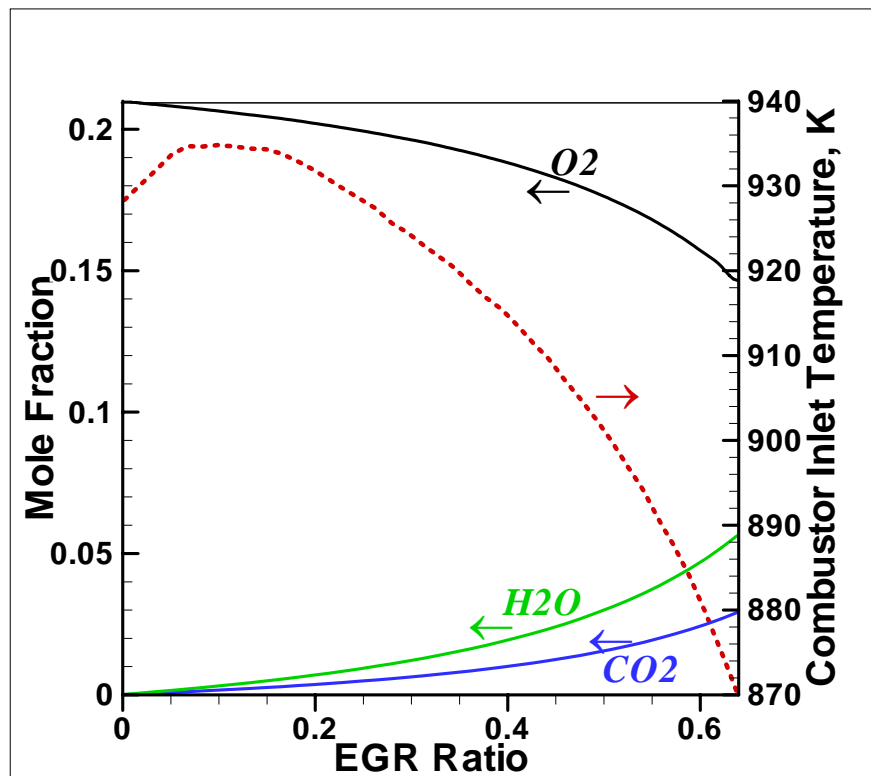
(a)



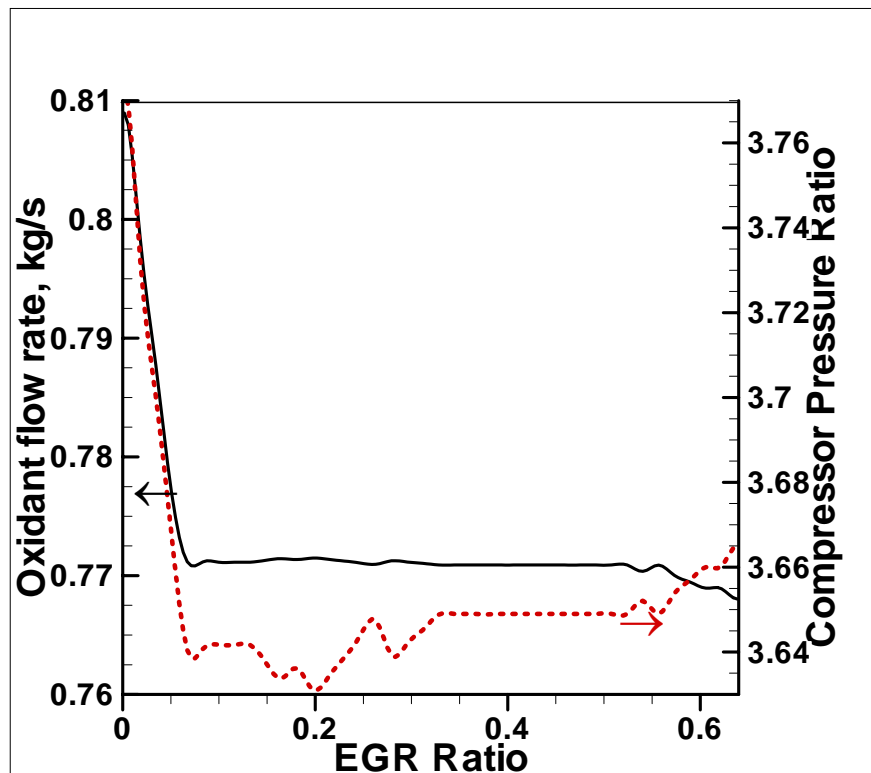
(b)


 Figura IV.21: Andamento parametri al variare di X_{egr}

(a)



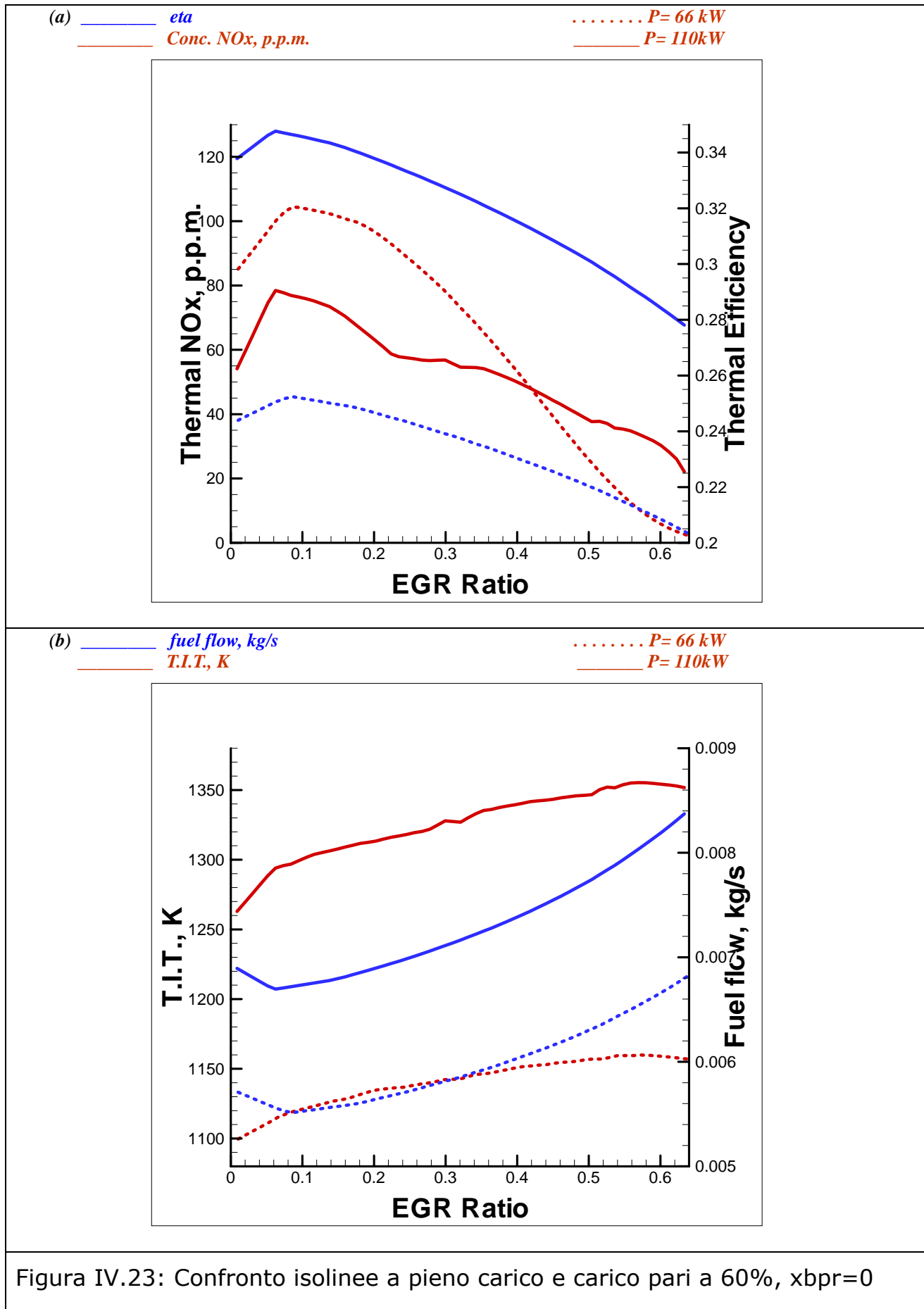
(b)


 Figura IV.22: Andamento parametri al variare di X_{egr}

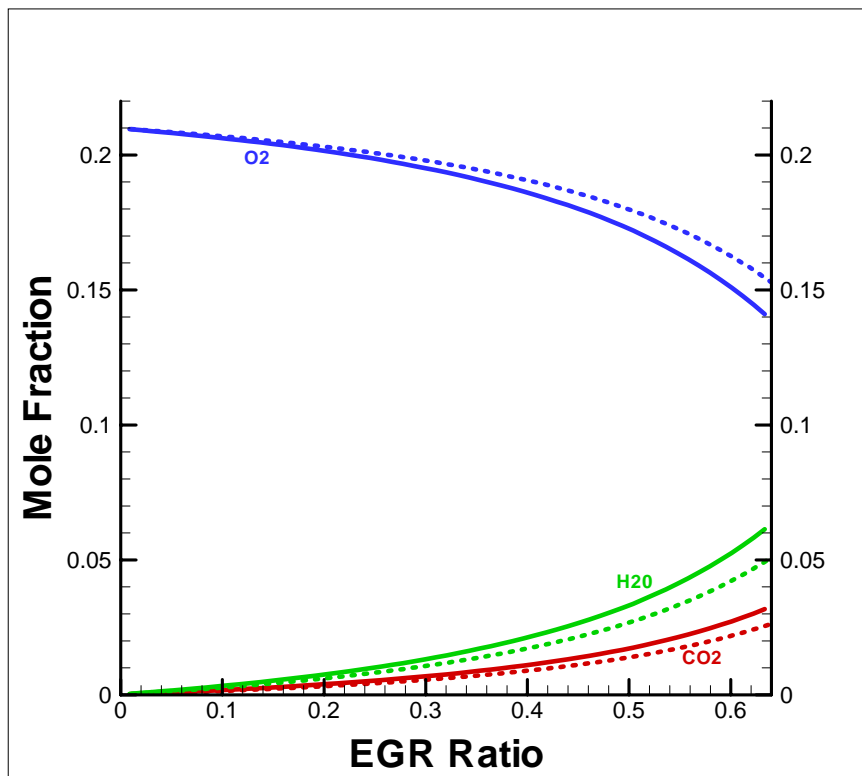
In figura IV.22 sono stati riportati gli andamenti di alcuni parametri caratterizzanti le condizioni di ingresso in camera di combustione, utilizzati come ingresso per ulteriori studi effettuati mediante CFD [IV.1-2] . In figura IV.22a son riportate le variazioni in termini di frazioni molari di ossigeno ed alcuni inerti presenti nel gas ossidante. E' evidente, seppur prendendo in considerazione le sole curve a temperatura costante, che il non poter andare oltre valori di frazione di EGR superiori al 65% comporta che la frazione di O_2 non scenda mai oltre il 15% in frazione molare da cui discende che in queste condizioni non è possibile raggiungere la "mild combustion" ma è possibile solamente avvicinarsi a tale condizione, in quanto i picchi di temperatura in camera di combustione non possono raggiungere i livelli minimi che la sola analisi termodinamica parametrica aveva evidenziato. Come atteso, il valore della CO_2 presente nell'ossidante aumenta all'aumentare della frazione di EGR.

In figura IV.22b son stati riportate, sempre a temperatura di ingresso in turbina costante e fissata a 1225 K, le variazioni di portata di ossidante e del rapporto di compressione β_c : entrambi i valori scendono a causa delle variazioni in termini di portata corretta e velocità corretta indotte dall'aumento di temperatura di ingresso al compressore.

Partendo sempre dal dominio di funzionamento raffigurato in figura IV.20, è utile isolare da questo le isolinee a valori fissati di potenza, in modo tale da poter paragonare le reazioni dell'impianto al variare della frazione di EGR, sia per carico nominale che a carico parziale. In tal modo è possibile verificare se, come già visto nell'analisi termodinamica, vi sia maggiore convenienza d'uso dell' EGR per quelle condizioni di carico parziale nelle quali l'impianto in genere risulta penalizzato sia per quanto riguarda le emissioni di inquinanti in atmosfera che per quanto riguarda indici energetici e prestazionali. Appare subito evidente dalla figura IV.23a che, in caso di funzionamento al 60% del carico, l'utilizzo dell' EGR comporta un beneficio maggiore rispetto


 Figura IV.23: Confronto isolinee a pieno carico e carico pari a 60%, $x_{bpr}=0$

(a) $P=66\text{ kW}$
 ——— $P=110\text{ kW}$



(b) $P=66\text{ kW}$
 ——— $P=110\text{ kW}$

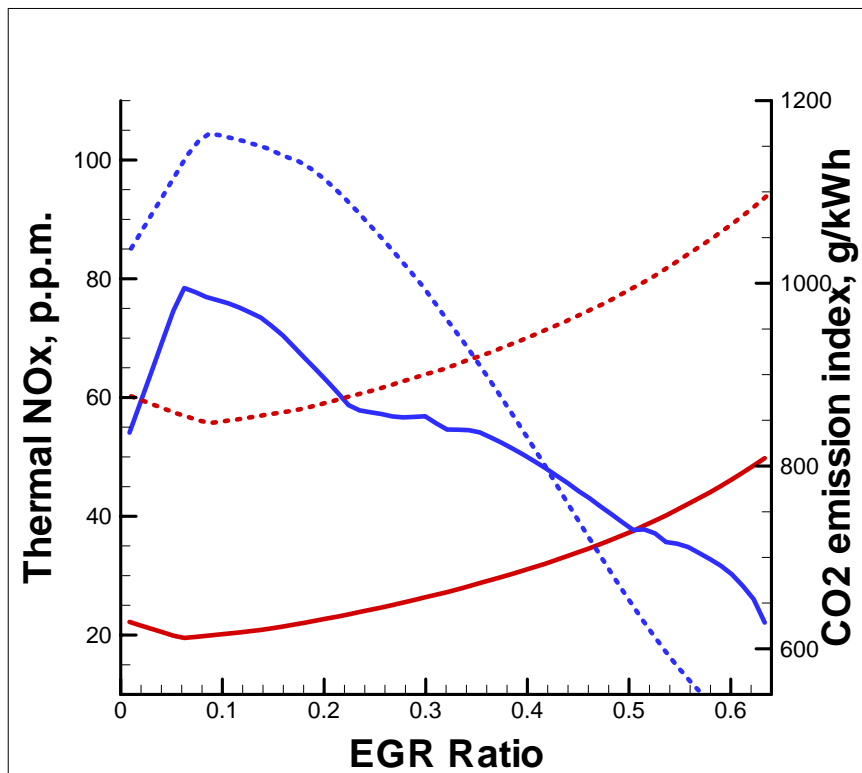


Figura IV.24: Confronto isolinee a pieno carico e carico pari a 60%, $x_{bpr}=0$

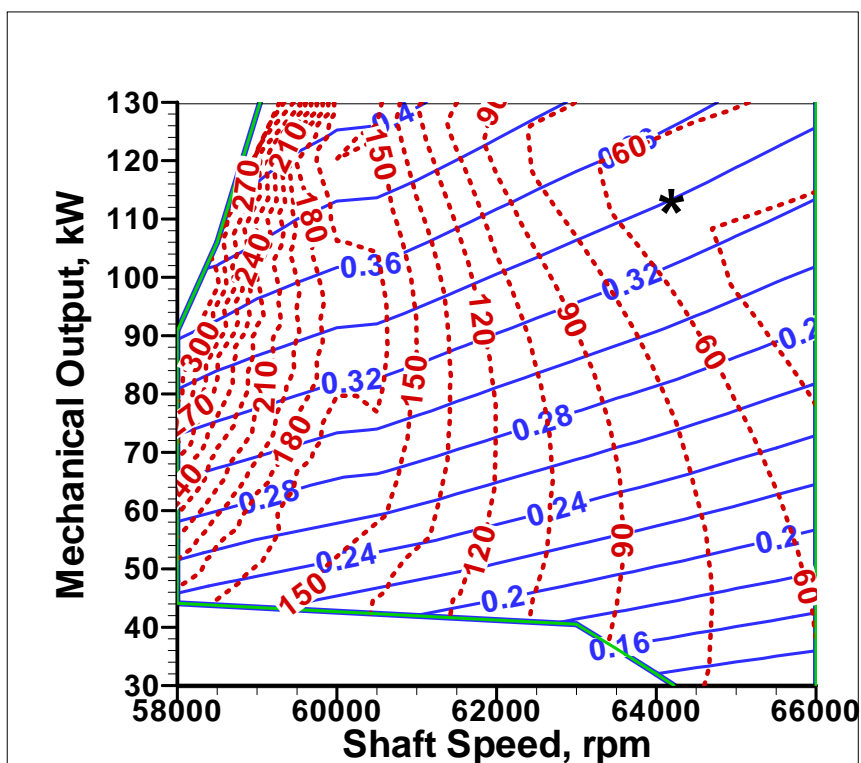
alle miglie indotte nel caso di funzionamento a pieno carico. In figura IV.23a infatti si può notare che la curva degli NO_x relativa al funzionamento a 66 kW ha pendenza maggiore di quella relativa ai 110 kW nominali laddove invece la curva relativa al rendimento globale risulta, seppure partendo da valori già di per sé penalizzanti, leggermente più dolce rispetto a quella relativa al pieno carico. Per di più l'incremento di temperatura in ingresso in turbina risulta per carico parziale meno dannoso, in quanto le temperature in gioco sono per ovvi motivi minori e ci si mantiene sempre lontani dal valore limite, mentre, come già in precedenza sottolineato, non per tutti i valori di EGR è possibile operare al valore nominale della potenza. Di nuovo in figura IV.24a sono riportati ossigeno ed alcuni inerti presenti nell'ossidante dopo il mescolamento fra i gas combusti e l'aria in ingresso dall'ambiente esterno e si può notare come i risultati sopra evidenziati si ottengano per una combustione che avviene con, seppur di poco, maggior apporto di ossigeno rispetto al pari livello di egr nel caso a carico nominale. In figura IV.24b sono infine riassunti gli indici di emissione di inquinanti fin qui utilizzati ed è chiaro che, laddove l'adozione dell' EGR dia un gran vantaggio in termini di abbattimento di concentrazione di NO_x, raggiungendo valori addirittura minori rispetto ai valori inerenti il pieno carico, per quanto riguarda l'emissione di anidride carbonica l'indice di emissioni, già poco confortante in assenza di ricircolo, fa notare come la CO₂ raggiunga livelli elevatissimi, superiori addirittura ai 1000 g/kWh prodotto.

In base ai risultati presentati conviene quindi valutare se il porsi a carico parziale con una velocità di rotazione pari a quella nominale sia la strada ottimale da percorrere o se sia meglio ipotizzare di portarsi, in caso di funzionamento a carico parziale, a velocità minori.

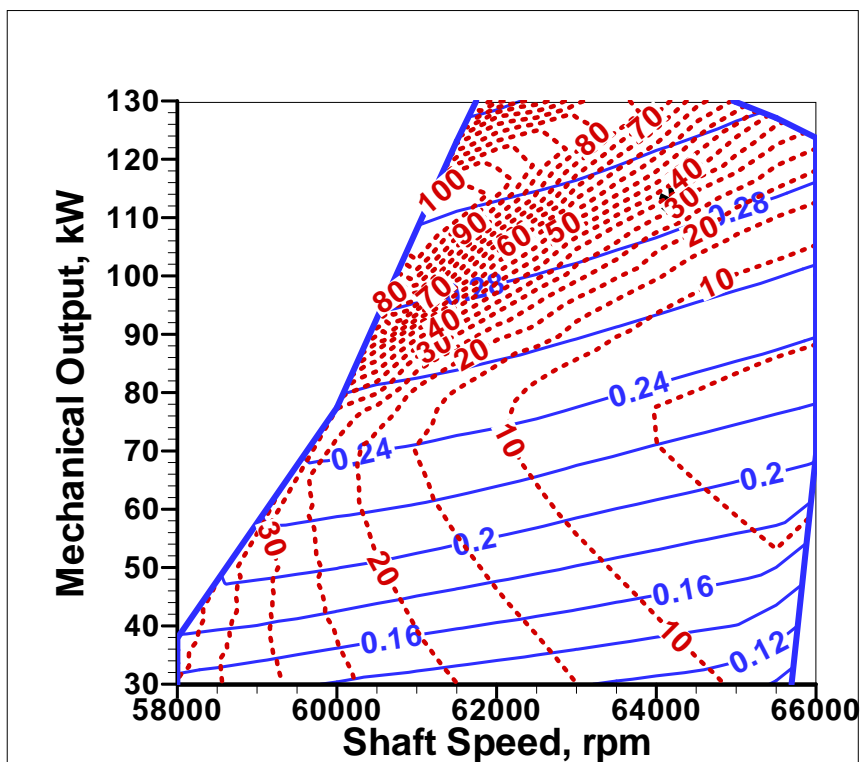
Come già anticipato è stato costruito un dominio di funzionamento che abbia come grado di libertà anche la velocità di rotazione, ipotizzando che l'impianto lavori sempre nelle condizioni ottimali per quanto riguarda la rigenerazione. In figura IV.25 sono rappresentati rispettivamente il dominio di funzionamento inerente la configurazione base e quello riguardante la configurazione nella quale sia previsto un grado di EGR pari al 60% .

Ciclo pienamente rigenerativo -- velocità variabile -- portata di combustibile variabile -- X_{egr} pari a 0 e 60%

(a) ——— η
 $Conc. NO_x, p.p.m.$

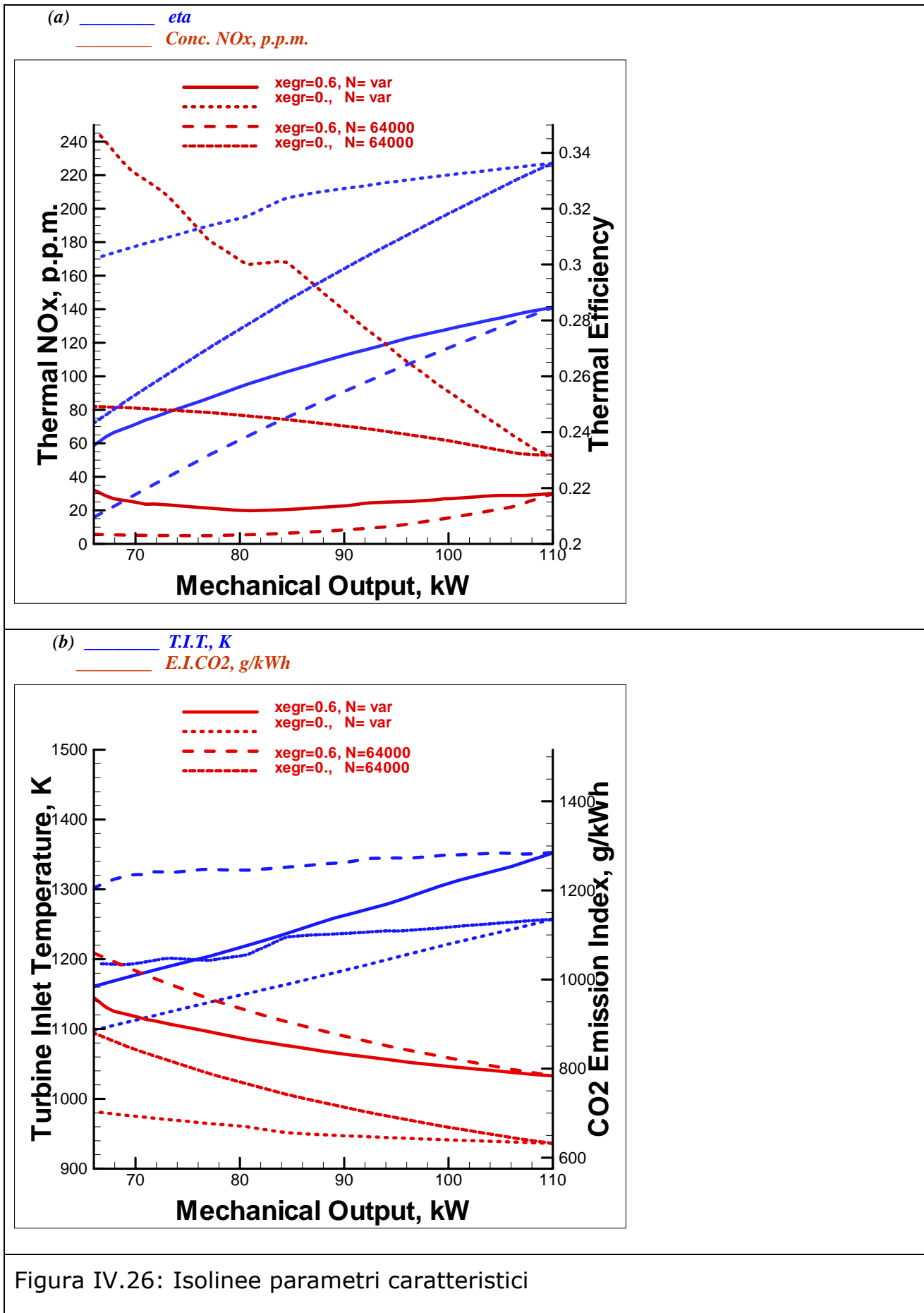


(b) ——— η
 $Conc. NO_x, p.p.m.$

Figura IV.25: Domini di funzionamento a vel. variabile, X_{egr} pari a 0 e 60%

Partendo dalle due condizioni limite esposte (ricircolo nullo ed frazione di ricircolo alta per quanto concerne l'analisi termo-fluidodinamica di matching) è possibile valutare quali siano le condizioni operative ottimali a carico parziale fissato, al variare della velocità di rotazione e degli altri parametri in gioco.

E' chiaro infatti che, potendo operare a velocità di rotazione variabile, sono diversi i punti di funzionamento possibili a parità di potenza disponibile all'asse, è necessario quindi trovare le condizioni ottime tali da avere sia abbattimento soddisfacente di inquinanti che non eccessiva riduzione degli indici prestazionali rispetto alla configurazione base. Per ottenere un siffatto confronto, i domini in figura IV..26 sono stati tagliati sia a velocità fissata pari a 64000 giri al minuto che lungo la linea d'incontro fra il punto nominale e il punto a potenza ridotta al 60% e velocità pari al valore minimo per la quale sia ottenibile detta potenza. Così operando è possibile ottenere gli andamenti dei singoli parametri come di seguito riportati di seguito. In figura IV.26a è possibile verificare come, al variare della tipologia di operazione per passare da pieno carico a carico parziale, sia il rendimento dell'impianto che la concentrazione di NOx cambiano in maniera notevole: qualora si adotti la configurazione base, senza EGR, è possibile operare a carico parziale variando la velocità, il che fa sì che non si abbiano mai rendimenti d'impianto troppo bassi rispetto al valore di progetto, di contro però l'indice degli NOx si assesta su valori più che quadrupli rispetto a quelli di progetto. Volendo agire in regime di controllo degli ossidi di azoto, a frazione di EGR pari al 60%, di contro è evidente che il poter operare a velocità variabile comporta alcuni vantaggi, in quanto l'atteso aumento di inquinanti per velocità minore è mitigato dal ricircolo dei gas e ci si assesta su valori accettabili, anche se non bassi quanto nel caso a velocità costante: è evidente però che il rendimento dell'impianto, già penalizzato dalla presenza dell'EGR, non subisce ulteriori crolli. Bisogna per completezza verificare anche cosa accade a due parametri che in precedenza si è evidenziato assumere comportamenti critici in caso di funzionamento in regime di quasi "mild combustion": in figura IV.26b sono



quindi riportati il comportamento sia del valore di temperatura d'ingresso in turbina che dell'indice di emissione della CO_2 . Sono due i risultati che appaiono subito evidenti: la difficoltà di operare in caso di EGR alto a velocità costante, trovandosi su valori di T.I.T. difficilmente accettabili e, di contro, il fatto che l'indice di emissione di anidride carbonica risulta penalizzante in caso di funzionamento a velocità costante a prescindere dalla presenza di EGR, laddove già era stato in precedenza sottolineato il naturale aumento di questo indice in caso di EGR.

Appare chiaro che risulta difficile trovare una condizione ottima di funzionamento che minimizzi tutti questi parametri, è ovvio che sia necessario far lavorare l'impianto in condizioni tali da avere livelli bassi di emissioni di inquinanti per valori accettabili degli indici prestazionali.

Una soluzione potrebbe essere lavorare a una velocità minore di quella nominale ma non corrispondente al valore minimo per data configurazione e data potenza all'albero richiesta: in tal modo risulta penalizzato il rendimento ma non tanto come nel caso a velocità pari a quella nominale e la concentrazione di NO_x all'uscita dalla camera di combustione risulta superiore al caso suddetto ma minore rispetto al caso limite preso in considerazione.

Bibliografia capitolo IV

- [IV.1] Cameretti M.C., Reale F, Tuccillo R. ,2006, "Cycle Optimization and Combustion Analysis in A Low-NOx Micro-Gas Turbine", ASME Paper GT2006-90240
- [IV.2] Cameretti M.C., Reale F, Tuccillo R. ,2007, "NOx suppression from a Micro-gas turbine approaching the mild-combustion regime", ASME Paper GT2007-27091
- [IV.3] Cameretti, M.C., and Tuccillo, R, 2004, "Comparing Different Solutions for the Micro-GasTurbine Combustor", ASME paper GT 2004-GT-53286.
- [IV.4] Bozza, F., and Tuccillo, R, 2004, "Transient Operation Analysis of a Cogenerating Micro-Gas Turbine, ASME paper ESDA-2004-58079.
- [IV.5] Bozza, F., Cameretti, M.C., and Tuccillo, R, 2005, "Adapting the Micro-Gas Turbine Operation to Variable Thermal and Electrical Requirements", ASME Jrnl. Of Gas Turbines and Power, vol. 127, pp. 514-524.
- [IV.6] Tuccillo R., Cameretti, M.C., 2005, "Combustion And Combustors for MGT Applications", *VKI/LS on "Micro Gas Turbines"*, RTO-MP-AVT-131.
- [IV.7] Tuccillo, R., 2005, "Performance and Transient Behaviour of MTG based Energy Systems", *VKI/LS on "Micro Gas Turbines"*, RTO-MP-AVT-131.
- [IV.8] Levy, Y., Sherbaum, V., Erenburg, V., 2005 "Fundamentals Of Low-NOx Gas Turbine Adiabatic Combustor", *ASME paper no.* GT2005-68321
- [IV.9] Camporeale S., Casalini, F., Saponaro, A., 2003, "Mild Combustion In A Novel Ccgt Cycle With Partial Flue Gas Recirculation", *ASME paper no.* GT2003-38743

-
- [IV.10] Vaz1, C.D., Borges, A.R.J., Van Buijtenen, J., Spliethoff1, H., 2004, "On the stability range of a cylindrical combustor For operation in the flox regime", *ASME paper no.* GT2004-53790
 - [IV.11] Kalb R.J., Sattelmayer, T., 2004, "Lean blowout limit and nox-production of a premixed sub-ppm nox Burner with periodic flue gas recirculation", *ASME paper no.* GT2004-53410
 - [IV.12] Pozzoli A., Migliavacca G., Parodi E., Perini M., "La combustione senza fiamma: aspetti teorici e applicazioni tecnologiche nell'impiantistica di progetto".
 - [IV.13] Cavaliere A., de Joannon M.,Mild Combustion,Progress in Energy and Combustion science,Vol.30,No 4, 2004
 - [IV.14] Cavaliere A., Lezioni di Combustione, ed.E.Albano,2000
 - [IV.15] Amsden A.A., 1997, "KIVA-III v: Block structured KIVA program Engine with vertical or canted valves", *LA – Los Angeles* 13313 – MS, Los Alamos.
 - [IV.16] Nicol, G.D., Malte, P.C., Hamer, A.J, Roby, R.J., and Steele, R.C., 1998,"A Five-Step Global Methane Oxidation – NO Formation Mechanism for Lean Premixed Gas Turbine Combustione," *ASME paper* 98-GT-185.
 - [IV.17] Miller, J.A., and Bowman C.T., 1989, in *Prog. in Energy and Combustion Science* 15:287.
 - [IV.18] Magnussen, B.F. and Hjertager, B.H., 1977, "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation," 16th. *Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh.*
 - [IV.19] Zel'dovich, Y.B., Sadovnikov, P.Y., Frank-Kamenetskik, D.A., 1947, "Oxidation of Nitrogen in Combustion," *Academy of Science of SR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad.*
 - [IV.20] Talpallikar, M.V. ,Smith, C.E., Lai, M.C., and Holdeman, J.D., 1992, "CFD Analysis of Jet Mixing in Low NOx Flametube Combustors," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 114, pp.416-424.
 - [IV.21] Spadaccini, L.J. , and TeVelde, L.J., 1982, "Autoignition Characteristics of Aircraft Type Fuels", *Comb. & Flame*, 46:283-300.
-

- [IV.22] Li, S.C. and Williams, F.A, 2000, "Reaction Mechanism for Methane Ignition", *ASME paper no.* 2000-GT-145
- [IV.23] Roy, C.J., Moran, A.J., and Thomas, G.O., 2001, "Autoignition Characteristics of Gaseous Fuels at Representative Gas Turbine Conditions", *ASME paper no.* 2001-GT-0051
- [IV.24] Eggels, R.L.G.M., 2001, "Modelling of NO_x Formation of a Premixed DLE Gas Turbine Combustor", *ASME paper no.* 2001-GT-0069
- [IV.25] Bozza, F., Cameretti, M.C., Tuccillo, R., 2002, "The Employment of Hydrogenated Fuels from Natural Gas Reforming: Gas Turbine and Combustion Analysis", *ASME Jrnl. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jan. 2004.
- [IV.26] Croce, G., Mori G., and Parente, J, 2003, "Assessment of traditional and flamelets models for micro turbine combustion chamber optimisation", *ASME paper* GT-2003-38385
- [IV.27] O.Ibrahim, P.Zimmermann, C. Hirsch, T.Sattelmayer, B. Gerhard, C. Steinbach, 2004, „A microturbine operating with variable heat output“, *ASME paper* GT-2004-53011
- [IV.28] Davison, C.R., Birk, A. M., 2004, " Steady State and Transient Modeling of a Micro-Turbine With Comparison to Operating Engine", *ASME paper* GT-2004-53378
- [IV.29] Turrell, M. D., Stopfod, P. J., Syed, K. J., Buchanan, E., 2004, "CFD Simulation of the Flow Within and Downstream of a High-Swirl Lean Premixed Gas Turbine Combustor" ", *ASME paper* GT-2004- 53112
- [IV.30] Duwig, C., Fuchs, L., 2004, "Study of a Gas Turbine Combustion Chamber: Influence of the Mixing on the Flame Dynamics", *ASME paper* GT-2004-53276
- [IV.31] Koutsenko, I. G., Onegin, S. F., Sipatov, A. M., 2004, "Application of CFD-Based Analysis Technique for Design and Optimization of Gas Turbine Combustors", *ASME paper* GT-2004-53398
- [IV.32] Parente, J. Mori, G., Anisimov, V. and Croce, G., "Micro Gas Turbine Combustion Chamber Design and CFD Analysis", *ASME paper* GT2004-54247

- [IV.33] Traverso, A., Calzolari, F., and Massardo, A.F., 2003, "Transient Analysis and Control System for Advanced Cycles Based on Micro Gas Turbine Technology", *ASME paper GT-2003-38269*
- [IV.34] Mongia, C., Held, T., Hsiao, G., Pandalai, R., 'Challenges and Progress in Controlling Dynamics in Gas Turbine Combustors', *Journal of Propulsion and Power* Vol. 19 No. 5, 2003, pp. 822-829.
- [IV.35] Peters, N., 2000, "Turbulent Combustion", Cambridge University Press.
- [IV.36] Mc Bride, B.J., and Gordon, S., 1994, "Computer Program for Calculation of Complex Equilibrium Composition and Applications", *NASA RP 1311*, parts I and II.
- [IV.37] Gunnar Lagerström, M.Sc, Max Xie, 2002, "High Performance & Cost Effective Recuperator for Micro-Gas Turbines", *ASME paper no.GT-2002-30402*
- [IV.38] Proeschel, R. A., 2002, "Proe 90™ Recuperator for Micro-Turbine Applications", *ASME paper no.GT-2002-30406*
- [IV.39] Kenjiro Takase and Hideo Furukawa, Kimiaki Nakano, 2002, "A Preliminary Study of An Inter-Cooled and Recuperative Microgasturbine below 300 kW", *ASME paper no. GT-2002-30403*
- [IV.40] Chae Hoon Sohn, Han Chang Cho, 2005 "Numerical Analysis Of Combustion Instability And Its Suppression In Gas Turbine Combustor With Swirlers Modeled On Ev Premix Burners", *ASME paper no. GT2005-68162*
- [IV.41] Levy, Y., Sherbaum, V., Erenburg, V., 2005 "Fundamentals Of Low-NOx Gas Turbine Adiabatic Combustor", *ASME paper no. GT2005-68321*
- [IV.42] Camporeale S., Casalini, F., Saponaro, A., 2003, "Mild Combustion In A Novel Ccgt Cycle With Partial Flue Gas Recirculation", *ASME paper no. GT2003-38743*
- [IV.43] Vaz1, C.D., Borges, A.R.J., Van Buijtenen, J., Spliethoff1, H., 2004, "On the stability range of a cylindrical combustor For operation in the flox regime", *ASME paper no. GT2004-53790*

- [IV.44] Kalb R.J., Sattelmayer, T., 2004, "Lean blowout limit and nox-production of a premixed sub-ppm NO_x Burner with periodic flue gas recirculation", *ASME paper no.* GT2004-53410
- [IV.45] Duwig, C., Szasz, R.Z., and Fuchs, L., 2006, "Modelling of Flameless Combustion Using Large Eddy Simulation", GT2006-90063.
- [IV.46] Bruckner-Kalb, J.R., Hirsch, C., and Sattelmayer,T., 2006, "Operation Characteristics of a Premixed Sub-PPM NO_x Burner with Periodical Recirculation of Combustion Products", GT2006-90072.
- [IV.47] Li, G., Gutmark, E.J., Overman, N., and Michael Cornwell,2006," Experimental Study of a Flameless gas Turbine Combustor",GT2006-91051
- [IV.48] Schütz , H., Lückcrath, R., Kretschmer, T., Noll,B., and Aigner, M., 2006, " Analysis of the Pollutant formation in the FLOX® Combustion",GT2006-91041.

Conclusioni

I numerosi esempi di risultati presentati in questo lavoro di tesi hanno offerto un'ampia panoramica sulle possibilità d'impiego della micro turbina a gas da 100 kW progettata dall' Ansaldo Ricerche di Genova e oggetto di un progetto di ricerca che ha visto la collaborazione fra detta società ed il Dipartimento di Ingegneria Meccanica per l'Energetica(D.I.M.E.). I risultati ottenuti aiutano a individuare il capo di utilizzo di tale impianto e la sua versatilità, garantendo flessibilità ed adattabilità alle richieste esterne ed ai combustibili.

E' stato infatti esaminato il comportamento della micro-turbina in diverse condizioni di carico, al variare dei combustibili e della frazione di by pass del rigeneratore. In tal modo è stato possibile costruire diversi domini di funzionamento, ovvero diverse regioni all'interno delle quali esistono punti operativi della micro turbina a gas.

Sono stati altresì evidenziati i limiti dell'impianto, sia per quanto riguarda la necessità di mantenere i valori di alcuni parametri caratteristici, quali ad esempio la temperatura d'ingresso in turbina o la velocità di rotazione, al di sotto di limiti oltre i quali non è garantita la resistenza di alcuni componenti, sia per quanto riguarda le emissioni di inquinanti.

Combinando i risultati acquisiti dall'analisi stazionaria e da quella non stazionaria si è potuto valutare quali siano gli effetti energetici ed ambientali del transitorio e quindi introdurre e provare diverse leggi di controllo.

L'uso sia a regime che nel transitorio del combustore del tipo "lean-premixed" e la particolare legge di distribuzione della portata di combustibile fra condotto diffusivo e premiscelato da una parte garantiscono il funzionamento anche a carico parziale, come evidenziato anche dall'analisi CFD, dall'altra comportano un aumento nella produzione di specie inquinanti qualora ci si discosti dai valori di progetto.

L'adozione di uno schema d'impianto modificato, in cui si preveda l'inserimento di un ricircolo dei gas combusti, può risolvere le numerose problematiche legate all'emissioni di ossidi di azoto.

Dai risultati riportati è apparsa evidente la necessità, in questo caso, di trovare un compromesso fra la riduzione di NO_x, il mantenimento a livelli accettabili e prossimi a quelli di progetto degli indici di prestazione e il contenimento delle emissioni di CO₂.

Infatti, operare con frazioni di gas combusti re-immessi in ricircolo elevate da una parte comporta l'abbattimento quasi totale della produzione di ossidi di azoto, avvicinandosi alle condizioni di "mild combustion", dall'altra causa un decadimento delle prestazioni e, ovviamente, un aumento della produzione di anidride carbonica. L'analisi stazionaria di accoppiamento effettuata ed alcuni esempi riportati di analisi CFD della camera di combustione rendono possibile l'individuazioni delle condizioni ottime di utilizzo, laddove per tali si intendono quelle condizioni operative in cui si abbia un buon compromesso fra una soddisfacente riduzione degli NO_x termici e valori accettabili degli indici energetici e delle emissioni di CO₂ in atmosfera.

Per quanto riguarda eventuali sviluppi futuri, è auspicabile un confronto tra quanto riscontrato numericamente e i risultati di una completa attività sperimentale sulla micro turbina a gas.

Per quanto riguarda lo studio numerico del problema, sarà necessario estendere il modello dinamico, utilizzato per studiare il transitorio, alla simulazione dei casi non stazionari con attivazione del ricircolo dei gas combusti. Sarà altresì importante individuare opportune leggi di apertura della valvola di by pass tali da raggiungere senza situazioni particolari di stress da parte dell'impianto i punti operativi individuati dall'analisi stazionaria ed eventualmente individuare sistemi di controllo tali da raggiungere tali punti riuscendo a contenere le emissioni senza il decadimento di prestazioni a cui sopra si è accennato.